

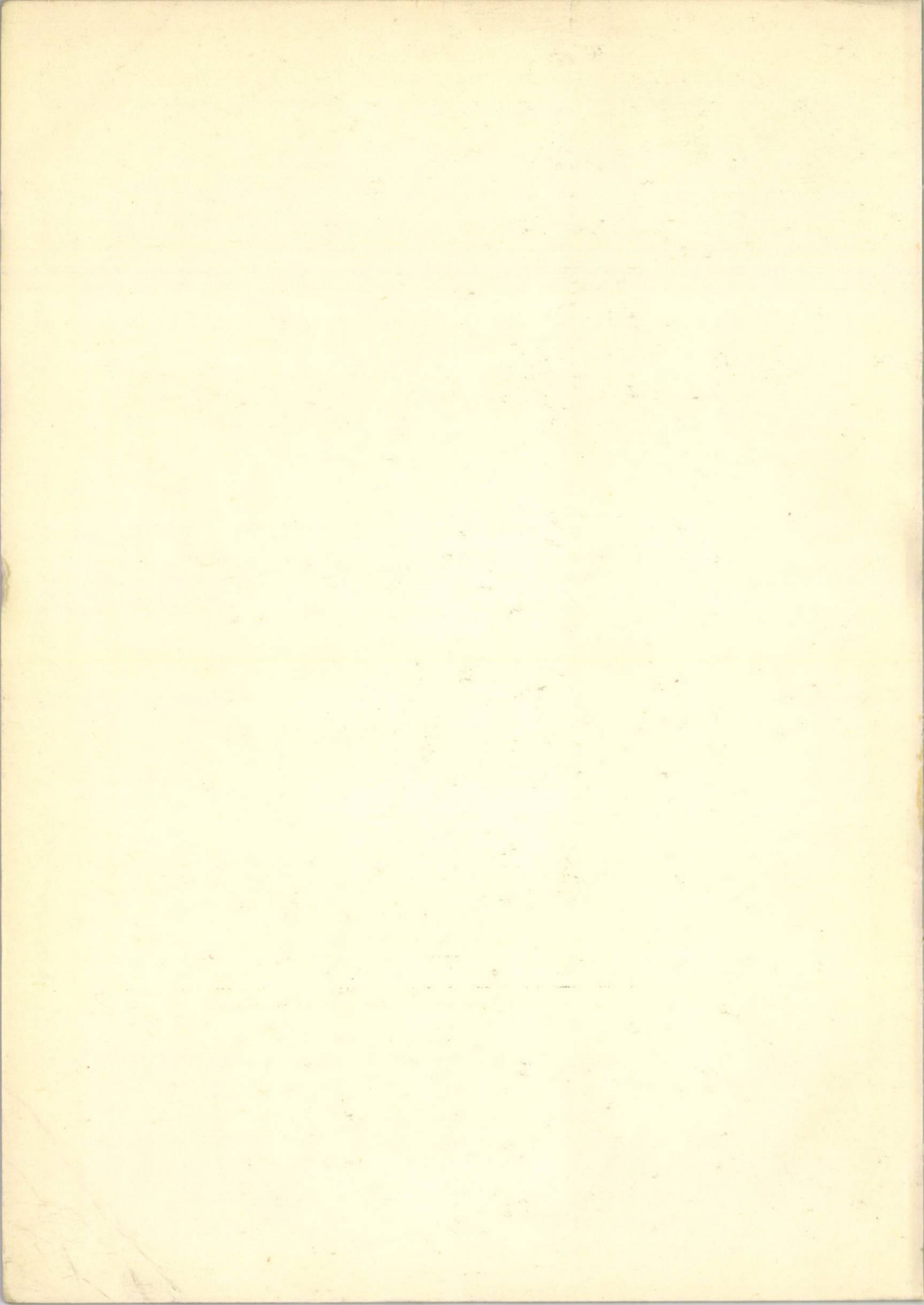
E 4524/2

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

Seria A/II MECANICĂ APLICATĂ
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

Vol. XVI • 1974

CONSTRUCȚIA DE AUTOVEHICULE
ȘI MAȘINI AGRICOLE
ELECTROTEHNICA ȘI ELECTRONICA



21083014



BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

SERIA A/II

Mecanică aplicată — Construcții de mașini

Vol. XVI

**Construcția de autovehicule și
mașini agricole
Electrotehnică și electronică**

1974

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.em.dr.doc.șt.ing.Radu C.Bogdan
(președinte), Conf.dr.ing.Florea
Dudiță (vicepreședinte), Prof.dr.
Victor Stănescu (vicepreședinte),
Prof.dr.ing.Gheorghe Ionescu, Prof.
dr.doc.șt.ing.Ioan Deutsch (redac-
tor șef), Prof.dr.ing. Vasile
Andreescu (redactor șef adjunct),
asist.ing.Dietmar Ehrlich (secretar).

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Dan Abăitâncei, Șef lucr.dr.ing.Sergiu
Chiriacescu, Șef lucr.dr.ing.Gheorghe Deliu, Conf.
dr.ing.Ioan Drăghici (redactor șef), Conf.dr.ing.
Ioan Goia, Prof.dr.ing.Victor Hoffman, Șef lucr.
dr.ing.Aurel Jula (secretar științific), Conf.dr.
ing.Simion Popescu (redactor șef adjunct), Prof.
dr.ing.Carol Saal, Prof.dr.ing.Leopold Sauer, Conf.
dr.ing.Vasile Sova, Prof.em.dr.ing.Ioan Stănescu,
Prof.dr.ing.Petre Tudoran, Prof.dr.ing.Marin Untaru,
Prof.dr.ing.Vasile Vulcu.

Materialele au fost primite la redacție în 20 februarie 1974.

III

S U M A R

CONSTRUCTIA DE AUTOVEHICULE SI MASINI AGRICOLE-ELECTROTEHNICA SI ELECTRONICA

	Pag.
M.UNTARU, GH.BOBESCU: Considerațiuni privind influența răcirii diferențiate asupra condițiilor de geneză a produșilor poluanți.....	1
D.ABAITANCEI: Contribuții la studiul procesului umplerii motoarelor policilindrice în condițiile influenței fenomenelor dinamice.....	9
M.SOVA: Influența umidității aerului asupra procesului de formare a amestecului carburant la motorul M-207.....	19
M.LINTE: Contribuții privind influența arhitecturii camerei de ardere asupra alurei cuplului, la motoarele cu carburator, în patru timpu, pentru autovehicule.....	31
GH.RADU: Cercetări privind realizarea unui colector de admisiune pentru motorul M-207 cu injecție.....	45
F.TANASE: Cercetări comparative ale distribuției gazelor prin supapă și sertar rotitor.....	55
GH.DELIU, D.MARINESCU-IACOB: Influența forței motoare la roată asupra rigidității de derivă a pneurilor.....	67
L.SANDOR, M.HAJDU, P.BRANZAS: Analiza funcționării sistemului de blocare automată a unui diferențial de automobil.	77
V.HOFFMANN, M.UNTARU, N.SERBANOIU: Contribuții la studiul confortabilității termice a autobuzelor.....	87
GH.APETREI, E.IONESCU: Ridicarea calităților de tracțiune ale autotrenurilor forestiere de construcție românească, prin folosirea semiremorcilor active acționate hidrostatic...	95

IV

	Pag.
P.ALEXANDRU, GH.APETREI: Asupra condiției virării perfecte a autotrenurilor cu semiremorcă.....	105
S.NASTASOIU, S.POPESCU: Determinarea analitică a performanțelor de tracțiune ale tractoarelor cu patru roți motoare.....	119
D.VELICU: Influența diferențialului autoblocabil asupra calităților de tracțiune ale tractoarelor pe roți.....	131
GH.VACARIU: Îmbunătățiri constructive la cabina tractoarelor pe roți de 65 CP, în vederea reducerii zgomotului la locul conducătorului.....	141
A.NICOLAIDE: Contribuții la studiul fenomenelor tranzitorii la pornire ale mașinilor sincrone cu ajutorul sistemelor de prelucrare automată a datelor.....	153
E.DIMBOIU, D.BIDIAN, O.PESTEANU: O metodă de verificare a nesimetriei curenților absorbiți de motoarele asincrone liniare în absența indusului.....	165
W.SZABO: Considerații privind separarea pierderilor în fier utilizând metoda wattmetrului.....	171
I.TOPA: Condiții de comandă a mutatoarelor din circuitul rotoric al motorului asincron.....	181
D.MIHOC: Reglarea numerică a tensiunii de excitație.....	193
C.SAAL, O.PESTEANU: Caracteristicile mecanice statice ale motoarelor asincrone liniare plane.....	205
C.TURCASIU, GH.COSTACHE: Considerații asupra regimului tranzitoriu electromagnetic la pornirea directă a motoarelor de C.C.....	215
T.D.GLIGOR: Asupra stabilității arcului electric din cupetoarele electrice cu arc.....	221
I.MATLAC, I.SZEKELY, M.NEAGOE: Conectarea cu ventile semicomandate a circuitului R.L.C. la o sursă de tensiune sinusoidală.....	235
EM.MICU, N.VESTEMEANU, C.SAMOILA: Mărirea randamentului electric al cupatoarelor cu arc de elaborare a oțelurilor prin modificarea liniei scurte.....	245

	Pag.
GH.DUDITA: Traductor de unghi intern tranzistorizat.....	257
G.TURZÓ, A.KILYÉN: Tunel hidrodinamic pentru încercarea rețelelor de profile utilizate la convertizoarele hidraulice de cuplu.....	271
V.BENCHE, C.TAMÁSY: Frinarea după o lege impusă a conve- ioarelor acționate hidraulic.....	281
V.HOFFMANN, M.MURESAN: Influența substanțelor tensioactive asupra schimbului de căldură prin convecție.....	291
V.SOVA: Metodă de calcul asupra schimbului termic și masic în procesele de uscare cu gaze de ardere.....	299

VI

S U M M A R Y

MOTOR VEHICLE AND AGRICULTURAL MACHINERY BUILDING ELECTRICAL ENGINEERING AND ELECTRONICS

	Pag.
M. UNTARU, GH. BOBESCU : Some Considerations concerning the Influence of Differentiated Cooling on the Conditions of Polluting Product Formation	1
D. ABAITANCEI : Contributions to the Study of Filling Multi-Cylinder Engines under Conditions of the Influence of Dynamic Phenomena	9
M. SOVA : The Influence of Air Humidity on the Process of Fuel Mixture Formation in the M 207 Engine	19
M. LINTE : Some Considerations concerning the Influence of the Shape of the Combustion Chamber on the Torque Curve in Fourstroke Carburettor Engines for Vehicles	31
GH. RADU : Investigations concerning the Design of an Inlet Manifold for the M-207 Injection Engine	45
F. TANASE : Comparative Studies concerning the Distribution of Gases through Valve and Rotary Slide Valve	55
GH. DELIU, D. MARINESCU-IACOB : The Influence of Tractive Force on the Tyre Cornering Stiffness.....	67
L. SANDOR, M. HAJDU, P. BRANZAS : An Analysis of the Operation of the Automatic Locking System of an Automobile Differential Gear	77
V. HOFFMANN, M. UNTARU, N. SERBANOIU : Contributions to the Study of Heat Comfort in Buses	87
GH. APETREI, E. IONESCU : Improving the Traction Performances of Romanian-made Forest Road Trains by Using Hydrostatically-driven Active Semitrailers..	95
P. ALEXANDRU, GH. APETREI : On the Conditions of Perfect Cornering of Road Trains with Semitrailers	105
S. NASTASOIU, S. POPESCU, : Analytical Determination of Traction Performances of Four-wheel Drive	119
D. VELICU : The Influence of the Self-locking Differential on the Traction Characteristics of Wheeled Tractors	131

VII

GH.VACARIU : Improved Design Features for the Cab of the 65 HP Wheeled Tractor with a View to Reducing Noise at the Driver's Seat	141
A.NICOLAIDE : Contributions to the Study of Transient Phenomena Occurring during Starting of Synchronous Machines with the Help of Automatic Data-processing Systems	153
E.DIMBOIU, D.BIDIAN, O.PESTEANU : A method of Checking Assymetry in the Currents Absorbed by Linear Asynchro- nous Motors when Uo Armature is Present	165
W.SZABO : Considerations on the Separation of Losses In Iron by Using The Wattmeter Method	171
I.TOPA : Some Control Conditions of Reversible Recti- fiers in the Rotor Circuit of the Asynchronous Motor	181
D.MIHOC : Numerical Control of Excitation Voltage	193
C.SAAL, O.PESTEANU : Static Mechanical Characteristics of Plane Linear Asynchronous Motors	205
G.TURCASIU, GH.COSTACHE : Considerations on the Transient Electromagnetic State during Direct-Starting of C-C Motors	215
T.D.GLIGOR : Some Considerations on the Stability of the Electric Arc in Arc Furnaces	221
I.MATLAC, I.SZEKELY, M.NEAGOE : Semi-Controller Valve Connection of the Circuit R,L,C to a Sinusoidal Voltage Source	235
EM.MICU, N.VESTEMEANU, C.SAMOILA : On the Improvement of the Efficiency of Steel Smelting Arc Furnaces by Modifying the Short Line	245
GH.DUDITA : A Tranzistorized Internal-angle Transducer...	257
G.TURZO, A.KILYEN : A Hydrodynamic Tunnel for Testing Pro- file Networks Used in Hydraulic Torque Converters...	271
V.BENCHE, C.TAMASY : Braking according to an imposed law of hydraulic-operated conveyors	281
V.HOFFMANN : Influence of tensio-active substances on the exchange of heat through convection	291
V.SOVA : Computing method for the mass and heat exchange in drying processes with roast gases	299

VIII

S O M M A I R E

CONSTRUCTION DE VÉHICULES AUTOMOBILES ET MACHINES AGRICOLES ÉLECTROTECHNIQUE ET ÉLECTRONIQUE

Page

M.UNTARU, GH.BOBESCU: Considérations concernant l'influence du refroidissement différencié sur les conditions de genèse des produits polluants	1
D.ABAITANCEI: Contributions à l'étude du processus de remplissage des moteurs polycylindriques dans les conditions de l'influence des phénomènes dynamiques ..	9
M.SOVA: L'influence de l'humidité de l'air sur le processus de formation du mélange combustible dans le moteur M 207	19
M.LINTE: Contributions concernant l'influence de l'architecture de la chambre de combustion sur l'allure du couple dans les moteurs à carburateur, à quatre temps, pour les véhicules automobiles	31
GH.RADU: Recherches relatives à la construction d'un collecteur d'admission pour le moteur M-207 à injection	45
F.TANASE: Recherches comparatives sur la distribution des gaz par soupape et tiroir tournant	55
GH.DELIU, D.MARINESCU-IACOB: L'influence de la force motrice de la roue sur la rigidité de dérive des pneus	67
L.SÁNDOR, M.HAJDÚ, P.BRANZAS: Analyse du fonctionnement du système de blocage automatique d'un différentiel d'automobile	77
V.HOFFMANN, M.UNTARU, N.SERBANOIU: Contributions à l'étude du confort thermique des autobus	87
GH.APETREI, E.IONESCU: Amélioration des qualités de traction des trains-automobiles forestiers de construction roumaine, par l'utilisation des semi-remorques actives	

à commande hydrostatique	95
P.ALEXANDRU, GH.APETREI: Sur la condition du virage parfait des trains-automobiles à semi-remorque	105
S.NASTASOIU, S.POPESCU: Détermination analytique des perfor- mances de traction des tracteurs à quatre roues motrices	119
D.VELICU: L'influence du différentiel à autoblocage sur les qualités de traction des tracteurs à roues	131
GH.VACARIU: Améliorations concernant la constructions de la cabine des tracteurs à roues de 65 ch.v. afin de réduire le bruit dans la place du conducteur	141
A.NICOLAIDE: Contributions à l'étude des phénomènes transitoi- res au démarrage des machines synchrones à l'aide des systèmes de transformation automatique des données	153
E.DIMBOIU, D.BIDIAN, O.PESTEANU: Une méthode de vérification de l'asymétrie des courants absorbés par les mo- teurs linéaires asynchrones en l'absence de l'in- duit	165
W.SZABÓ: Considérations concernant la séparation des pertes en fer, par la méthode du wattmètre	171
I-TOPA: Conditions de commande des mutateurs du circuit roto- rique dans le moteur asynchrone	181
D.MIHOC: Réglage numérique de la tension d'excitation	193
C.SAAL, O.PESTEANU: Caractéristiques mécaniques statiques des moteurs asynchrones, linéaires et plans	205
C.TURCASIU, GH.COSTACHE: Considérations sur le régime transi- toire électromagnétique au démarrage direct des moteurs de C.C.	215
T.D.GLIGOR: Sur la stabilité de l'arc électrique dans les fours électriques à arc	221

I.MATLAC, I.SZEKELY, M.NEAGOE: Mise en circuit par soupapes semi-commandées du circuit R, L, C à une source de tension sinusoïdale	235
EM.MICU, N.VESTEMEANU, C.SAMOILA: L'accroissement du rende- ment électrique des fours à arc pour l'élaboration des aciers, par la modification de la ligne cour- te	245
GH.DUDITA: Traducteur de l'angle interne transistorisé.....	257
G.TURZÓ, A.KILYÉN: Tunnel hydrodynamique pour l'essai des ré- seaux de profils utilisés dans les convertisseurs hydrauliques de couple	271
V.BENCHE, C.TAMÁSY: Freinage d'après une loi qui s'impose aux conveilleurs à commande hydraulique	281
V.HOFFMANN, M.MURESAN: L'influence des substances tensio-acti- ves sur l'échange de chaleur par convection	291
V.SOVA: Méthode de calcul pour l'échange thermique et de masse dans les processus de séchage à gaz de combustion	299

XI

INHALTSVERZEICHNIS

BAU VON KRAFTWAGEN UND LANDWIRTSCHAFTLICHEN MASCHINEN ELEKTROTECHNIK UND ELEKTRONIK

	Seite
M.UNTARU, GH.BOBESCU: Betrachtungen betreffs des Einflusses der unterschiedlichen Abkühlung auf die Bedingungen der Entstehung der Verunreinigungsprodukte	1
D.ABAITINCEI: Beiträge zum Studium des Füllungsprozesses der Vielzylindermotoren unter den Bedingungen des Einflusses dynamischer Erscheinungen	9
M.SOVA : Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf den Bildungsprozess des Kraftstoffgemisches beim Motor M 207.	19
M.LINTE: Beiträge betreffs des Einflusses der Brennraumarchitektur auf den Kupplungsverlauf bei den Viertakt- Vergasermotoren für Kraftwagen.....	31
GH.RADU : Untersuchungen betreffs der Ausführung einer Saugleitung für den Einspritzmotor M 207.....	45
F.TANASE: Vergleichende Untersuchungen der Gasverteilung durch Ventil und Drehschieber	55
GH.DELIU, D.MARINESCU-IACOB: Einfluss der Betriebskraft am Rad auf die Derivenfestigkeit der Reifen.....	67
L.SANDOR, M.HAJDU, P.BRANZAS: Analyse des Betriebes des automatischen Sperrsystems eines Kraftwagendifferentials	77
V.HOFFMANN, M.UNTARU, N.SERBANOIU: Beiträge zum Studium der Wärmebequemlichkeit der Autobusse	87
GH.APETREI, E.IONESCU: Steigung der Zugqualitäten der Forstschleppzüge rumänischer Konstruktion durch Verwendung eines aktiven hydrostatisch betriebenen Sattelanhängers	95

XII

	Seite
P.ALEXANDRU, GH.APETREI: Über die Bedingung der perfekten Drehung der Schleppzüge mit Sattelanhänger	103
S.NASTASOIU, S.POPESCU: Analytische Bestimmung der Zugleistung bei Schlepper mit Allradantrieb	119
D.VELICU : Einfluss des selbstblockierenden Differentialge- triebes betreffend die Zugeigenschaften bei den Radschleppern	131
GH.VACARIU: Bauverbesserungen der Schalldämpfung beim Führer- raum des 65 CP, Radschleppers	141
A.NICOLAIDE: Beiträge zum Studium der Einschwingvorgänge beim Anlassen von Synchronmaschinen mittels auto- matischer Anzahlenverarbeitung	153
E.DIMBOIU, D.BIDIAN, O.PESTEANU: Verfahren zur Kontrolle der Asymetrie absorbierter Ströme bei linearen anker- losen Synchronmotoren	165
W.SZABO: Betrachtungen betreffend der Trennung der Eisenver- luste mittels den WATTMOTORMESSUNGEN	171
I.TOPA : Steuerungsbedingungen bei Stromrichtern im Anker - kreis der asynchronischen Motoren	181
D.MIHOC: Numerische Steuerung der Spannungseregung	193
C.SAAL, O.PESTEANU: Die statisch-mechanischen Eigenschaften der planlinearen Asynchronmotoren.....	205
G.TURCASIU, GH.COSTACHE: Betrachtungen über die elektromagne- tischen Anlaufverhältnisse beim direkten Anlas- ser von Gleichstrommotoren	215
T.D.GLIGOR: Über die Stabilität des elektrischen Lichtbogens bei Lichtbogenöfen	221
I.MATLAC, I.SZEKELY, M.NEAGOE: Schaltung Wechselstromkreise mittels halbgesteuerter Ventilen an eine Sinusoi- dalspannung	235

XIII

Seite

E.MICU ,N.VESTEMEANU, C.SAMOILA: Verbesserung des elektrischen Wirkungsgrades durch Änderung der Kurzlinie bei Lichtbogenöfen für Stahlzerschmelzung	245
GH.DUDITA: Transistor Winkelüberträger	257
G. TURZO,A.KILYÉN: Windkanal zur Erprobung von Profilnetzen für hydraulische Momentumformer	271
V.BENKO, C.TAMÁSY: Zwangsgesteuerte Bremsung von hydraulisch betätigten Transportstrassen	281
V.HOFFMANN, M.MURESAN : Einfluss der spannungsaktiven Substanzen betreffend des Wärmeaustausches durch Konvektion	291
V.SOVA: Berechnungsmethode für den Wärme und Massenaustausch beim Trocknen mit Verbrennungsgasen.....	299

CONSIDERATIUNI PRIVIND INFLUENTA RACIRII DIFERENTIALE
ASUPRA CONDITIILOR DE GENEZA A PRODUȘILOR POLUANTI

Dr.ing. M. Untaru profesor la Universitatea din Brașov ;

Dr.ing.Gh. Bobescu conferențiar la Universitatea din Brașov

Proporțiile substanțelor nocive din gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin scînteie depind de presiunile și temperaturile la care se dezvoltă reacțiile de oxidare.

Oxidul de carbon poate să apară în gazele arse din camera de ardere atît ca rezultat al reacțiilor de disociere ce se produc la temperaturi înalte, cît și datorită faptului că reacțiile nu s-au încheiat neexistînd timpul necesar desăvîrșirii reacțiilor sau datorită transferului de căldură în zona pereților cilindrului [1].

În plus în ceea ce privește efectele transferului de căldură trebuie să se țină seama de gradientul termic în gaz care atinge aproximativ $200^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ [2].

În procesul de destindere se pot dezvolta reacții la echilibru chimic (figura 1) obținîndu-se o compoziție corespunzătoare "înghețării" echilibrelor (de exemplu punctul G pentru CO)

și nu corespunzătoare compoziției gazelor de ardere calculate pentru momentul evacuării (punctul E).

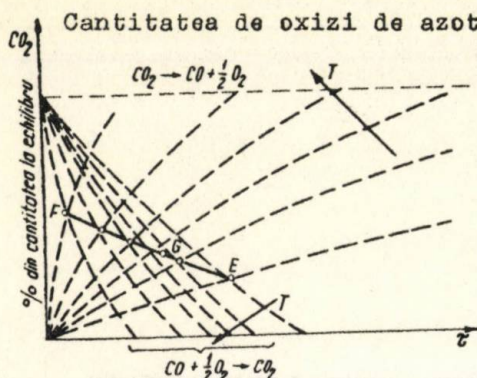


Fig. 1 - Echilibrul bioxidului de carbon în procesul de destindere

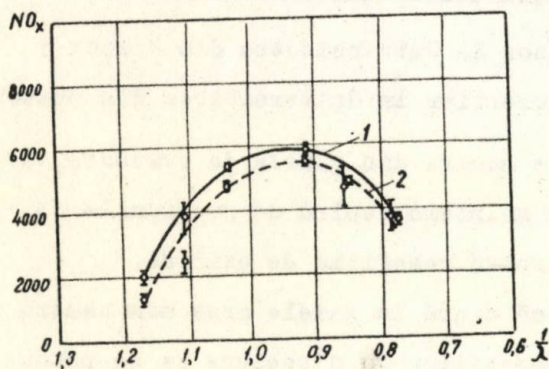


Fig. 2 - Variația concentrației oxizilor de azot (ppmil) în funcție de dozaj.

1 - ardere la volum constant
2 - ardere urmată de destindere

o influență esențială a destinderii asupra concentrației de oxizi de azot (figura 2). Dar destinderea cu schimb intens de căldură spre pereții cilindrului facilitează "înghețarea" reacțiilor de reasociere.

Concentrația de echilibru a oxizilor de azot în zonele de temperaturi înalte poate depăși de 6 ori concentrația din zonele reci. Gazele cu concentrație mare de oxizi de azot, venind însă în contact cu pereții reci ai cilindrului pot ajunge la tempera-

rezultat al unor reacții care sînt amplificate cu creșterea temperaturii.

Dar în timpul destinderii există posibilitatea unor reacții de disociere și recombinație a oxizilor de azot care se petrec în paralel cu procesele la echilibru chimic, pînă la "înghețarea" reacțiilor de reasociere.

Măsurătorile experimentale [2] efectuate pentru arderea la volum constant și pentru cazul arderii cu viteză mare de destindere, nu au evidențiat

tura de " înghețare " a reacțiilor de disociere și reasociere rămânând cu un conținut ridicat de NO_x . Viteza locală de răcire a gazelor depășește considerabil viteza medie de răcire, aceasta fiind principala cauză a creșterii concentrației de oxizi de azot peste cea de echilibru.

În lumina acestor observații este interesant de remarcat avantajele motorului cu răcire diferențiată din punctul de vedere al modificării condițiilor de geneză și conservare a produșilor poluanți în gazele arse.

La motorul cu răcire diferențiată, prin răcirea mult mai intensă a chiulasei [3] și prin diminuarea încălzirii conductei de admisiune se poate reduce apreciabil temperatura încălzirii proaspete la sfârșitul admisiei [4], iar printr-un transfer mai pronunțat de căldură de la gaze la pereții camerei de ardere în timpul comprimării și arderii se ajunge la temperaturi maxime de ardere mai reduse. Se pot obține prin urmare condiții mai puțin favorabile apariției unor concentrații mari de oxizi de azot în timpul arderii, mai ales în primele tranșe care ajung de regulă, la temperaturi foarte mari (figura 3). De asemenea se reduce concentrația de CO ca component de disociere a produselor de ardere. Pereții camerei de ardere, deși sînt spălați de un curent de lichid de temperatură redusă ($40 - 60^\circ\text{C}$), se mențin totuși la o temperatură suficient de ridicată pentru evitarea "înghețării" reacțiilor de reasociere.

Răcirea mai puțin pronunțată a blocului motorului, în cazul răcirii diferențiate, permite diminuarea transferului de căldură de la gaze la pereții cilindrului în timpul destinderii, gazele venind în contact cu o suprafață mare menținută la temperaturi

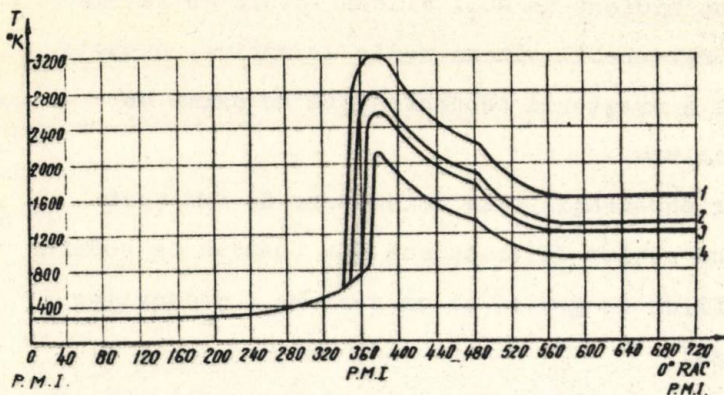


Fig. 3 Variația temperaturii în tranșele de gaze de ardere 1, 2, 3, 4, în timpul unui ciclu (valori calculate pentru motor SR-211, la admisie plină și $n = 2500$ rot./min, încălzirea împărțită în 4 tranșe).

relativ ridicate. În acest fel se facilitează prelungirea reacțiilor de re-asociere în timpul destinderii și evitându-se căderile termice mari între gaze și pereți se atenuează "înghețarea" unor cantități mari de oxizi de azot și CO.

Pe ansamblul proceselor de ardere și destindere rezultă căderi termice mai reduse, respectiv diferențele dintre temperaturile maxime ale ciclului și temperaturile la sfârșitul destinderii sînt mai mici, cu consecințe favorabile pentru ameliorarea condițiilor de geneză a produșilor poluanți.

Pentru ilustrarea cantitativă a ansamblului schimburilor de căldură dintre gaze și pereții camerei de ardere, respectiv pereții cilindrilor, se apelează la determinările experimentale efectuate de autori pe un motor SR-211 cu răcire diferențiată [3].

În figura 4 se prezintă bilanțul termic al motorului SR-211 în cazul răcirii obișnuite (linie continuă) și răcirii diferențiate, de unde se poate vedea că la răcirea diferențiată cantitatea de căldură preluată de lichidul de răcire este cu aproximativ 4% mai mare ca la răcirea standard. În figura 5 se evidențiază

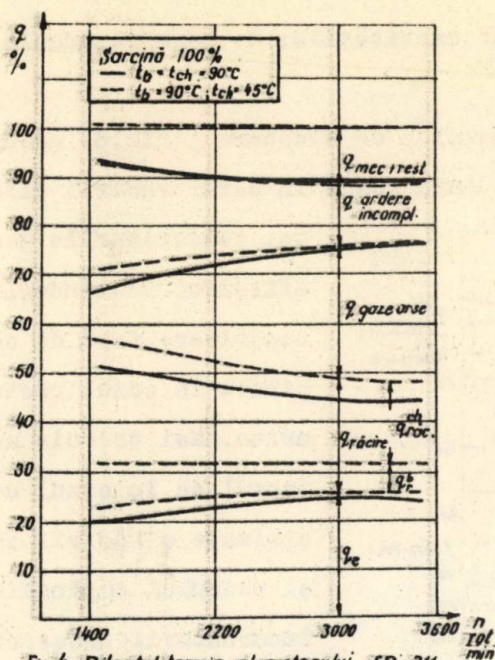


Fig. 4 - Bilantul termic al motorului SR-211
cu răcire standard și diferențiată

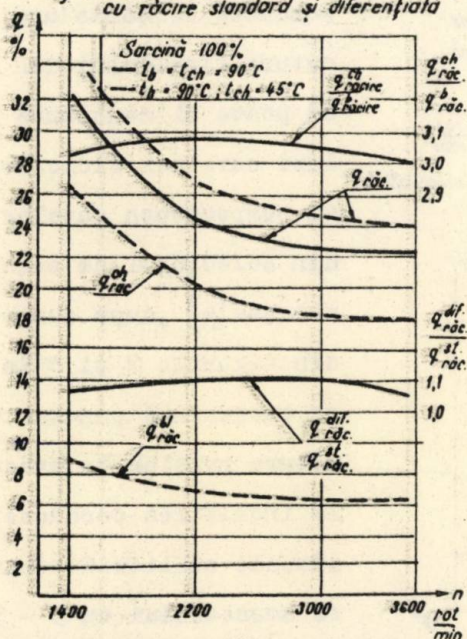


Fig. 5 - Pierderile de căldură prin cilindri
și chiulasă la răcire standard și diferențiată

faptul că prin pere-
ții chiulasei se trans-
feră lichidului de ră-
cire o cantitate de
căldură de aproximativ
3 ori mai mare decât
cea transferată prin
peretii cilindrului.

Cantitățile de
căldură conținute de
gazele de evacuare
sînt mai mici în ca-
zul răcirii diferen-
țiate(figura 5)dato-
rită diminuării pro-
ceselor de disociere
a gazelor, îmbunătă-
țirii turbionării în-
cărcăturii proaspete
prin reducerea tempe-
raturii și creșterii
vitezei de ardere ca
o consecință a efecte-
lor amintite anterior.
Reducerea cantităților
de căldură conținute
de gazele de evacuare

favorabil pentru reducerea cantităților de gaze reziduale din cilindru [4] .

Deși temperaturile gazelor de evacuare (fig.6) măsurate la capătul colectorului sînt inferioare în cazul răcirii diferențiate,

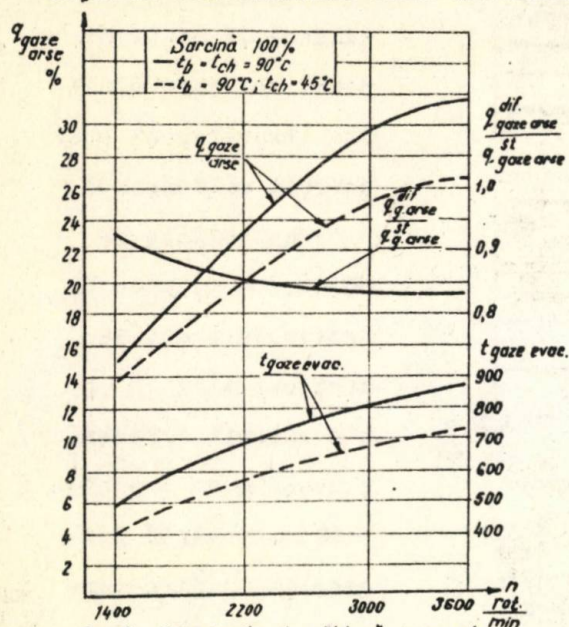


Fig. 6 - Pierderile de căldură cu gazele de evacuare la răcirea standard și diferențiată.

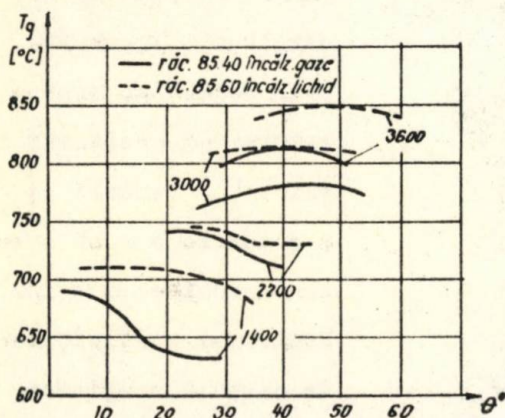


Fig. 7 - Variația temperaturii gazelor de evacuare în funcție de avansul la aprindere

te, temperaturile gazelor la sfîrșitul destinderii sînt superioare față de cele obținute în cazul răcirii obișnuite. Mai trebuie menționat faptul că în cazul corelării optimele a răcirii chiulasei și blocului cu încălzirea încărcăturii proaspete în conducta de admisiune, temperatura lichidului din chiulă să poate fi menținută la valori ceva mai ridicate (60°C) și temperatura gazelor arse din colectorul de evacuare se mărește [4] , după cum se vede din figurile 7 și 8 în care se reprezintă punctat temperatura gazelor de evacuare la încălzirea conductei de admisie cu lichid (temperatura amestecului cu $3 - 5^{\circ}\text{C}$ peste temperatura aerului aspirat) și răcirea chiula-

sei la 60°C , iar cu linie plină temperatura gazelor de evacuare

la încălzirea conductei cu gaze arse (temperatura amestecului cu $30 - 40^{\circ}\text{C}$ peste temperatura aerului aspirat) și răcirea chiulasei la 40°C , la toate regimurile de sarcină, turație sau avans la aprindere.

Cercetările experimentale

Intreprinse de autori au arătat oă prin aplicarea răcirii diferențiate și prin optimarea încălzirii amestecului în conducta de admisiune se pot modifica favorabil condițiile de geneză și de conservare a produșilor poluanți în gazele arse, în sensul diminuării concentrației acestora în gazele de evacuare ale motorului cu aprindere

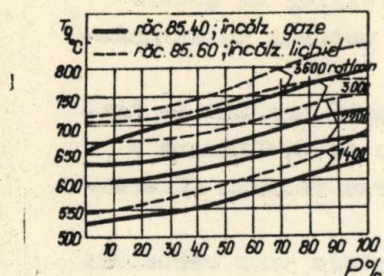


Fig. 8. Variația temperaturii gazelor de evacuare în funcție de sarcină.

prin scînteie, cu obținerea concomitentă a ridicării performanțelor de putere și economicitate [3], [4] .

Bibliografie

- [1]. Vasilescu, C.A. ș.a. Corelațiile dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă. Ed. Academiei R.S.R. 1972.
- [2]. Hedges, J.L. ș.a. Nitric-oxide generation in a simulated spark-ignition engine. Pap ASME, 1970.
- [3]. Untaru, M. Isledovanie vozmojnosti povjšenia economicnosti avtomobilia za sciot usoveršenstvovanie sistemî ohlajdenia. Disertație MAMI, Moscova, 1964.
- [4]. Bobescu, Gh. Studiul influenței încălzirii amestecului în conducta de admisiune asupra posibilităților de mărire a puterii și economicității motorului SR-211 cu răcire diferențiată. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov 1968.

M. Untaru, Gh. Bobescu

CONSIDERATIUNI PRIVIND INFLUENTA RACIRII DIFFERENTIALE
ASUPRA CONDITIILOR DE GENEZA A PRODUSILOR POLUANTI

Rezumat

În lucrare se prezintă o analiză a condițiilor de geneză a produșilor poluanți din gazele de ardere la motorul cu aprinde-re prin scînteie.

Pe baza observațiilor rezultate din această analiză se formulează concluzii cu privire la posibilitățile de ameliorare a nocivității gazelor de evacuare prin practicarea răcirii diferențiate.

Concluziile sînt fundamentate pe rezultatele unor cercetări experimentale privind bilanțul termic și schimburile de căldură la motorul cu răcirea diferențiată în comparație cu motorul avînd răcire standard.

BETRACHTUNGEN IN BEZUG AUF DEN EINFLUSS DER DIFFERENZIER-
TEN KÜHLUNG AUF DIE BEDINGUNGEN DER GENETIK DER LUFTVER -
SCHMUTZUNGSPRODUKTE.

Zusammenfassung

În der Arbeit werden die Bedingungen der Genetik der luftverschmutzungsprodukte in den Abgasen der Otto-Motoren untersucht.

Auf Grund der Ergebnisse dieser Analyse werden Schlussfolgerungen für die Verbesserung der Abgasgiftigkeit durch Einführen der differenzierten Kühlung aufgestellt.

Die Schlussfolgerungen sind von praktischen Versuchsergebnissen in Bezug auf den Wärme- Bilanz und der Wärmeaustausch an einem Motor mit differenzierter Kühlung im Vergleich zu einem normal-gekühlten Motor, unterstützt.

CONTRIBUTII LA STUDIUL PROCESULUI UMLERII MOTOARELOR
POLICILINDRICE IN CONDITIILE INFLUENTEI FENOMENELOR
DINAMICE

Dr.ing.D.Abăitancei conferențiar la Universitatea
din Brașov.

1.Introducere

Studiile consacrate fenomenelor dinamice care apar în procesul schimbării gazelor la motoarele cu ardere internă constituie obiectul unor importante lucrări [1] - [7]. Problema capătă o importanță deosebită în cazul motorului policilindric care de fapt este utilizat în exploatare. În acest domeniu cercetările teoretice și experimentale au un cadru mai limitat, datorită condițiilor suplimentare pe care le introduce colectorul ramificat [2], [3], [5].

În acest context, în lucrarea pe care o prezentăm, se expune o metodă de calcul a colectorului de admisiune, care să pună în valoare fenomenele dinamice în vederea ameliorării um -

plerii motorului polioilindric. La baza calculelor se au în vedere oscilațiile de mică amplitudine, ipoteză unanim acceptată în cazul procesului de admisiune la motorul în patru timpi [2] , [6]. S-au utilizat ecuațiile ougerii unidimensionale și metoda caracteristicilor de rezolvare a ecuațiilor cu derivate parțiale. Cercetările experimentale au avut drept obiect motorul autoturismului de teren M- 461.

2. Principiul metodei

Sistemul de admisiune principal poate fi considerat ca fiind format dintr-un oarecare număr de conducte unite între ele prin diferite moduri numite puncte nodale. Aceste locuri de îmbinare se pot prezenta sub forma unor ramificații, diagrame, rezervor cu trecere sau fără, modificări de secțiune, în fine, capăt deschis sau închis al conductei. Luarea în considerație prin calcul a tuturor particularităților colectorului este deosebit de dificilă sau chiar imposibilă, din care cauză se recurge la anumite ipoteze simplificatoare care să cuprindă totuși fenomenul real în limite acceptabile.

Pentru a pune în evidență principiul metodei se consideră mai întâi, ougerea încărcăturii printr-un colector de secțiune constantă fără ramificații adecvat motorului monocilindric.

Schematizînd procesul ougerii prin colector la baza calculelor se folosesc ecuațiile ougerii nestaționare unidimensionale în ipoteza perturbațiilor de mică amplitudine.

Se rezolvă acest sistem cu ajutorul metodei caracteristicilor [6] , prin care este posibil să se reducă problema gă -

sirii soluțiilor rezolvării sistemelor de ecuații diferențiale obișnuite. Calculul ținând seama de aceste condiții a fost prezentat de autor într-o lucrare anterioară [7].

În cazul motorului policilindric se întâlnește condiția de limită, ramificația țevii. Ramificația țevii este un loc de discontinuitate, format din trei conducte care converg într-un nod ele putând fi dispuse sub orice unghi (fig. 1). Pentru calcul se presupune că particulele de gaz trec prin punctul de ramificație fără pierderi și că punctul nodal N este valabil și la marginile suprafețelor de curgere ale conductelor individuale. Se mai stabilește că toate vitezele în direcție spre ramificație primesc semnul pozitiv, iar vitezele dinspre ramificație semnul negativ. La fiecare conductă se stabilește câte o suprafață de curgere și câte o suprafață de stare. Liniiile Mach cu deplasare spre dreapta a suprafețelor de curgere al tuturor canalelor se consideră că se deplasează spre punctul nodal. Să fie dată poziția caracteristicilor lor de stare din diagramele de stare. Studiile consacrate fenomenelor dinamice care apar în

procesul. Punctele de intersecție ale caracteristicilor de stare cu linia de condiție $(p'/p_0)^{(x-1)/2\kappa} = \text{const.}$, deocamdată necunoscute, sînt stările de curgere care rezultă la capetele individuale ale conductelor ramificației (fig. 1, b și c).

Calculul liniei de condiție $(p'/p_0)^{(x-1)/2\kappa} = \text{const.}$ poate fi efectuat din următoarele [4].

Ecuațiile caracteristicilor de stare ale liniilor Mach cu deplasare spre dreapta, spre punctul nodal sînt:

favorabil pentru reducerea cantităților de gaze residuale din

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{W}{a_0}\right)_1 + \frac{2}{x-1} \left(\frac{p'}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{2x}} &= k_1 = \frac{2}{x-1} \left(\frac{p_{ord}}{p_0}\right)_1^{\frac{x-1}{2x}} \\ \left(\frac{W}{a_0}\right)_2 + \frac{2}{x-1} \left(\frac{p'}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{2x}} &= k_2 = \frac{2}{x-1} \left(\frac{p_{ord}}{p_0}\right)_2^{\frac{x-1}{2x}} \\ \left(\frac{W}{a_0}\right)_3 + \frac{2}{x-1} \left(\frac{p'}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{2x}} &= k_3 = \frac{2}{x-1} \left(\frac{p_{ord}}{p_0}\right)_3^{\frac{x-1}{2x}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

În aceste ecuații nu se cunosc w/a_0 și raportul de presiuni $(p'/p_0)^{(x-1)/2x}$.

Pe de altă parte este valabilă ecuația de continuitate a aerului sub forma:

$$F_1 \left(\frac{W}{a_0}\right)_1 + F_2 \left(\frac{W}{a_0}\right)_2 + F_3 \left(\frac{W}{a_0}\right)_3 = 0 \quad (2)$$

Dacă se înmulțesc ecuațiile (1) cu secțiunile F corespunzătoare și se adună, atunci ținând seama de ecuația (2), se obține pentru condiția de limită căutată din diagrama de stare, relația

$$\left(\frac{p'}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{2x}} = \frac{F_1 \left(\frac{p_{ord}}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{2x}} + F_2 \left(\frac{p_{ord}}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{2x}} + F_3 \left(\frac{p_{ord}}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{2x}}}{F_1 + F_2 + F_3} \quad (3)$$

Mărimea $(p'/p_0)^{(x-1)/2x}$ depinde numai de secțiunile conductelor F cunoscute și de punctele de intersecție date $(p_{ord}/p_0)^{(x-1)/2x}$ ale caracteristicilor de stare cu ordonatele diagramelor de stare.

Se observă că după stabilirea condiției de limită nu sînt reguli speciale care ar trebui luate în considerare la stabilirea liniilor Mach. Procedul se urmărește ca în cazul unei conducte fără ramificație.

se la 60°C, iar cu linie pînd temperatura gazelor de evacuare

3. Studiul teoretico-experimental

Studiile prezentate în acest capitol au avut scopul de a verifica metoda propusă pentru calculul variației presiunii într-o secțiune oarecare a colectorului și de a determina un colector prin intermediul căruia să se pună în valoare efectul dinamic de încărcare în vederea îmbunătățirii performanțelor motorului.

În vederea soluționării acestui obiectiv s-a realizat un stand special compus din motorul SR-207, instalația piezoelectrică de înregistrare a oscilațiilor de presiune din colector și celelalte instalații auxiliare necesare funcționării corecte a motorului.

Sistemul de admisiune care a făcut obiectul prezentei cercetări se arată în fig. 2. Pentru calculul din ansamblul sistemului de admisiune s-a desprins o porțiune aferentă cilindrilor 2 și 4 care se simplifică la forma unei ramificații T, așa cum se arată în fig. 1, a.

S-a determinat prin calcul variația presiunii în locul X_1 (fig. 3 curba 2) și variația presiunii în poarta supapei (fig. 3 curba 3), pentru ramura aferentă cilindrului 2. Înregistrările experimentale au confirmat că procedeul de calcul abordat este satisfăcător. Metoda a fost extinsă și pentru celelalte ramuri ale colectorului.

Se constată că spre momentul închiderii supapei, se sesizează impulsuri negative ale undelor de presiune (fig. 3), ceea ce provoacă absorbția încărcăturii introduse anterior.

Se impune deci modificarea dimensiunilor colectorului

în așa fel încât să se pună în valoare efectul favorabil al oscilațiilor presiunii pe baza cărora să se obțină performanțe îmbunătățite.

Acest lucru s-a obținut într-o variantă modificată a colectorului prin introducerea unui adaus intermediar prin care s-a putut alungi fiecare ramură cu 300 mm. Presiunea în poarta supapei s-a calculat numai pentru ramura cilindrului 2(fig.4). Se constată că valoarea maximă a semiunde pozitive se obține chiar în zona închiderii supapei, ceea ce are drept urmare introducerea în cilindru a unei cantități suplimentare de încărcătură, asigurând performanțe îmbunătățite. După caracteristica de turație cuplul a crescut cu 6%, iar puterea cu 4%; consumul s-a menținut aproape neschimbat.

Rezultatele îmbunătățite s-au înregistrat în zona turațiilor medii. La turațiile mari performanțele au scăzut. Prin urmare trebuie să se aibă în vedere că supraalimentarea prin utilizarea fenomenelor dinamice se poate obține numai într-o anumită zonă. Este important să se țină seama de destinația motorului și să se dimensioneze pe baza celor arătate colectorul de admisiune, care va realiza un echilibru optim între putere, elasticitate și consum de combustibil.

4. Concluzii

Cercetările consacrate examinării posibilităților de utilizare a fenomenelor dinamice în favoarea umplerii sînt pe deplin justificate. Anumite dificultăți prezintă aplicarea procedurii în deosebi la motorul policilindric. Există totuși temeiul ca pe baza unor ipoteze simplificatoare să se poată anticipa prin calcule o

predeterminare convenabilă a sistemului de admisiune. Rezultatele experimentale obținute în cadrul cercetărilor întreprinse confirmă metoda de calcul propusă și îndreptățesc eforturile în vederea stăpînirii și dirijării fenomenelor care contribuie la obținerea unor performante îmbunătățite ale motorului.

Bibliografie

- [1]. Aramă, C și Grünwald, B. Motoare cu ardere internă, București, Editura tehnică, 1966.
- [2]. Bărănescu, G. și col. Calculul procesului de schimbare a încărcăturii cilindrilor motoarelor cu ardere internă, cu considerarea oscilațiilor din conductele de distribuție, a gazelor. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, tom. 17, nr. 3 Editura Academiei R.S.R., București, 1967.
- [3]. Rőzsas T. Analyse von Druckwellen im Saugsstem mehrzylinderiger Vierlakt-Verbrennungsmotoren. Comunicare prezentată la conferința de motoare cu ardere internă. București, 1970.
- [4]. Seifert, H. Instationäre strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1962.
- [5]. Seifert, H. și col. Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungs - Systemen von Mehrzylinder-motoren. MTZ, nr. 11, 1972, p. 421-427.
- [6]. Abăitâncei, D. Cercetări asupra fenomenelor dinamice în procesul umplerii normale la motoarele cu ardere internă în patru timpi. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov, 1969.
- [7]. Abăitâncei, D. Contribuții la calculul umplerii motoarelor în patru timpi cu considerarea fenomenelor dinamice din colectorul de admisiune. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică. Tom. 22, nr. 3, Editura Academiei RSR, București, 1972.

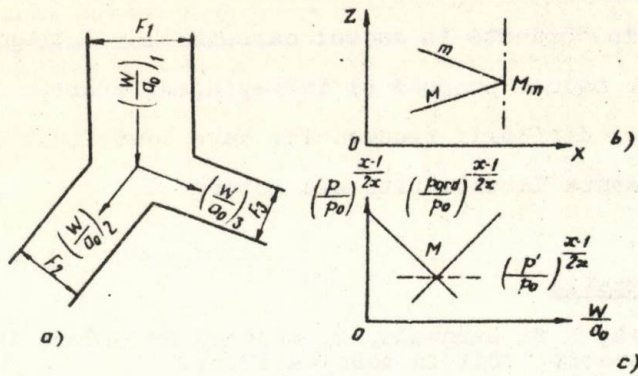


Fig. 1 Schema ramificatiei "I"

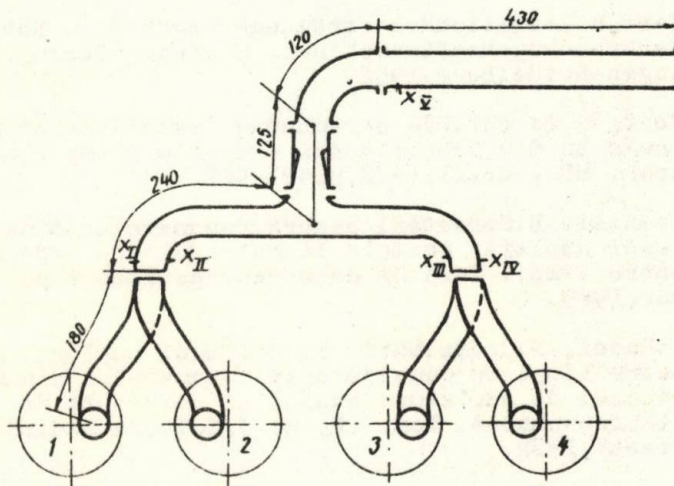


Fig. 2 Schema sistemului de admisiune

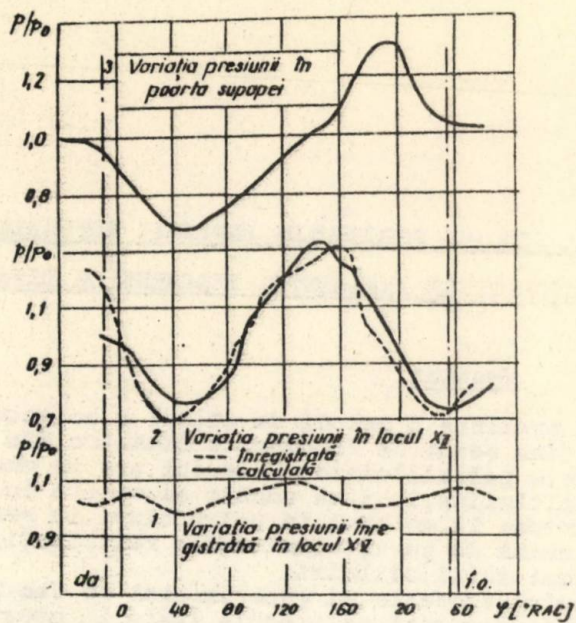


Fig. 3 Variația de presiune pentru colectorul de serie

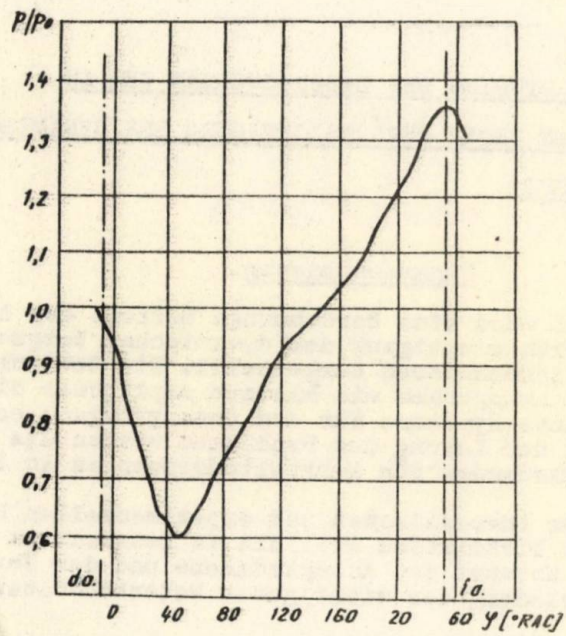


Fig. 4 Variația presiunii pentru colectorul modificat

ABAITANCEI D.

CONTRIBUTII LA STUDIUL PROCESULUI UMLERII MOTOARELOR
POLICILINDRICE IN CONDITIILE INFLUENTEI FENOMENELOR DINAMICE

Rezumat.

In lucrare se prezintă o metodă de calcul a colectorului de admisiune care să țină seama de fenomenele dinamice din procesul umplerii la motoarele policilindrice. Calculul are în vedere oscilațiile de mică amplitudine, ipoteză unanim acceptată în cazul procesului de admisiune la motorul în patru timpi. La rezolvarea problemei se ține seama de particularitățile ramificațiilor proprii motorului cu mai mulți cilindri.

Pe baza studiului teoretic și experimental se fac recomandări asupra unor particularități ce trebuie luate în considerație la proiectare pentru realizarea științifică a colectorului și deci pentru îmbunătățirea prin intermediul umplerii a indicilor principali ai motorului.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DES LADUNGSVORGAN GES AN
MEHRZYLINDERMOTOREN UNTER BERÜCKSICHTIGUNG DER DYNAMISCHEN
EINFLÜSSE

Zusammenfassung.

In der Arbeit wird eine Berechnungsmethode des Ansaugkrümmers unter Berücksichtigung der dynamischen Vorgänge beim Laden der Mehrzylindermotoren dargestellt. Die Rechenmethode umfasst die die Schwingungen mit kleinen Amplituden die als allgemein anerkannte Hypothese für den Ansaugvorgang beim 4-Takt-Motor gelten. Bei der Lösung des Problems werden die Verzweigungen des Ausgangskrümmers für Mehrzylindermotoren in Betracht gezogen.

Auf Grund der theoretischen und experimentellen Untersuchungen werden einige Richtlinien über die in Betracht zu ziehenden Eigenheiten beim Entwurf des Ansaugkrümmers und der Verbesserung, über die Zylinderladung der wichtigsten Motorkennzahlen gegeben.

INFLUENTA UMIDITATII AERULUI ASUPRA PROCESULUI DE FORMARE
A AMESTECULUI CARBURANT LA MOTORUL M 207

Ing. M. Seva asistent la Universitatea Bragov

Pentru un motor policilindric cu carburator, în colectorul de admisie are loc cea mai mare parte a formării amestecului carburant. Ceața de picături de combustibil pătrunde din camera de amestec în colectorul de admisie, unde are loc vaporizarea parțială, după care amestecul este distribuit în cilindri în ordinea aprinderii. În ceața de picături lichide de combustibil din colectorul de admisie se găsesc picături de diferite mărimi. Picăturile cu un conținut mare de fracțiuni ușoare trec mai repede în stare de vapori și au mărimi reduse, în comparație cu picăturile cu conținut mare de fracțiuni grele, mai greu volatile.

Datorită periodicității procesului de aspirație, picăturile de dimensiuni reduse sînt accelerate ușor de către curentul de aer, pe cînd cele mari, datorită inerției lor, răspund mai greu schimbărilor bruște ale curentului de amestec și de aici o distribuție neuniformă a amestecului pe cilindri motorului.

Modificările dozajului la diferiți cilindri duc la partici-

pații diferite de oxid de carbon și bioxid de carbon la acești cilindri în gazele de evacuare și în plus cilindrii motorului nu au aceeași putere.

Capacitatea de vaporizare a combustibilului influențează în mare măsură formarea unui amestec cât mai omogen și distribuția cât mai uniformă a amestecului în cilindrii motorului.

O influență deosebită asupra creșterii cantității de combustibil sub formă de vapori în amestec, o are prezența umidității în aerul absorbit de către motor.

Acest lucru poate fi pus în evidență printr-o analiză termodinamică a procesului de vaporizare a combustibilului în galeria de admisie, cu ajutorul diagramei $i-x$ (entalpie - conținut de vapori de benzină într-un kilogram de aer uscat) [3]. În această diagramă poate fi construită grafic direcția transformării de stare a aerului de la intrarea acestuia în carburator, rezultată în urma bilanțului termic și masic al procesului de evaporare adiabată.

Cunoscând presiunea totală a amestecului carburant și cantitatea totală de combustibil raportată la un kg de aer, poate fi determinată pe această direcție a transformării de stare a aerului, starea finală a amestecului carburant. Intersecția acestei direcții de transformare a stării aerului cu curba limită de saturație corespunzătoare presiunii amestecului, furnizează cantitatea de combustibil existentă sub formă de vapori în amestecul carburant.

Prezența umidității în amestec, introdusă odată cu aerul, duce la o creștere de entalpie a amestecului, ceea ce înseamnă o deplasare în sus pe axa entalpiei a punctului inițial al di-

recției transformării de stare a aerului și deci odată cu creșterea umidității crește cantitatea de vapori de combustibil în aer.

Punerea în evidență a influenței temperaturii și umidității aerului asupra formării amestecului carburant s-a făcut pe o instalație realizată de autor în laboratorul de Termotehnică, pe motorul M.207. Această instalație permite modificarea temperaturii și umidității aerului aspirat de către motor, permite măsurarea presiunii și temperaturii amestecului carburant în mai multe puncte începând din carburator și până la intrarea în chiuloasa motorului, a debitului de aer, a puterii, a consumului de combustibil, precum și analiza compoziției gazelor de ardere. [4]

Măsurătorile s-au făcut pentru mai multe poziții ale obturatorului și pentru mai multe turații. Pregătirea aerului cu o anumită umiditate și temperatură s-a realizat într-o cameră de climatizare așezată deasupra carburatorului și anume, aerul antrenat de către un ventilator centrifugal și în parte absorbit de către motor din exterior, a fost trecut printre aripioarele vaporizatorului unei instalații frigorifice, iar la ieșire din acesta i s-a injectat o anumită cantitate de vapori de apă. Reglarea temperaturii aerului s-a făcut cu ajutorul unui șiber, care a permis pătrunderea unei cantități de aer la temperatura mediului ambiant. Măsurarea temperaturii și umidității aerului astfel pregătit s-a făcut cu ajutorul unui psihrometru.

Temperaturile și presiunile amestecului carburant pe traseul parcurs în galeria de admisie s-au măsurat cu ajutorul unor termocuple cupru-constantan, respectiv cu ajutorul unor piezometre cu mercur. Pentru a nu influența punctul de sudură caldă al

termocuplelor, prin vaporizarea condensului de combustibil format pe aceste puncte de sudură, s-au folosit termocuple ecranate. Verificarea acestor termocuple ecranate s-a realizat montînd în același loc de măsurare două termocuple, una fiind ecranată, iar cealaltă liberă.

Rezultatele experimentale obținute în aceste condiții de măsurare au permis efectuarea calculului direcției transformării de stare a aerului și reprezentarea acesteia în diagrama $i-x$, corespunzător figurii 1.

Din această figură, rezultă că punctul inițial al direcției transformării de stare a aerului (punctul A) se găsește pe ordonată, corespunzător temperaturii de intrare a aerului în carburator și a unei anumite umidități a acestuia (luată în considerare prin entalpia aerului umed), iar punctul final B se va determina la intersecția acestei direcții cu dreapta de conținut constant de combustibil aflat în amestecul carburant.

Pentru stabilirea acestei direcții de transformare a aerului, este necesară determinarea în prealabil a temperaturii de saturație a amestecului. În acest scop, prin punctul A se va trasa o paralelă la linia de entalpie constantă, iar intersecția acesteia cu curba limită de saturație la presiunea amestecului va furniza punctul de saturație G, prin care va trece izoterma de saturație t_g .

Pe baza analogiei între fenomenele de schimb de căldură prin convecție și schimb de masă, s-a determinat coeficientul lui Lewis, $\frac{\bar{U} \cdot c_p}{\alpha}$ [3], coeficient care multiplicat cu segmentul $\overline{DG}$, măsurat în diagrama $i-x$, furnizează punctul G_x , punct determinant al direcției transformării de stare a aerului.

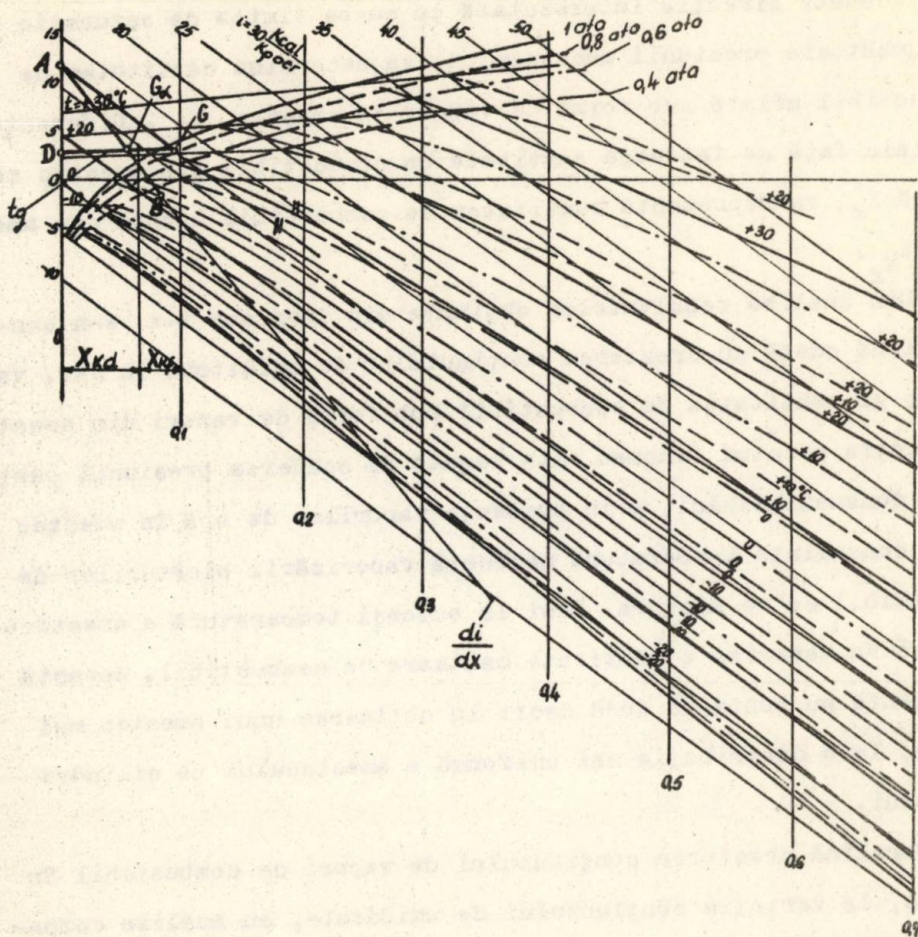


Fig.1.

Reprezentarea direcției transformării de stare a aerului
 în diagrama i - x la $n = 1500$ rot/min; $p = 0,935$ ata; $t = 18^{\circ}\text{C}$;
 $1/2$ sarcină; $X_w = 0,0129$ kg/kg aer uscat

Această direcție intersectată cu curba limită de saturație corespunzătoare presiunii amestecului, va determina cantitatea de combustibil aflată sub formă de vapori în amestec, X_{k_d} . Diferența acesteia față de întreaga cantitate de combustibil din amestec măsurată X_k , va reprezenta cantitatea de combustibil lichid din amestec, X_{k_f} .

Din analiza rezultatelor obținute din diagrama i-x, s-a constatat că odată cu creșterea conținutului de umiditate în aer, va crește și cantitatea de combustibil sub formă de vapori din amestec. Explicația acestui fenomen este legată de scăderea presiunii parțiale a combustibilului, prin prezența vaporilor de apă în amestec și în consecință, temperatura necesară vaporizării picăturilor de combustibil se va micșora. Deci la aceeași temperatură a amestecului, se va vaporiza o cantitate mai mare de combustibil. Această dependență nu poate să ducă decît la obținerea unui amestec mai omogen, la o distribuție mai uniformă a amestecului pe cilindri motorului.

Corelînd creșterea conținutului de vapori de combustibil în amestec, la variația conținutului de umiditate, cu analiza compoziției gazelor de evacuare de la motorul M 207 rezultă diagramele din fig.2.

Din această figură, se observă o micșorare a cantității de CO în gazele de ardere concomitent cu creșterea conținutului de vapori de combustibil X_{k_d} și cu creșterea conținutului de umiditate a aerului.

Scăderea participației CO în gazele de ardere, respectiv creșterea conținutului de vapori de combustibil în amestec, este mai pronunțată la conținuturi mai mici de umiditate (pînă la cca

20 g/Kg aer), după care curbele tind asimptotic către o valoare minimă, respectiv maximă.

De asemenea, rezultă că la aceeași deschidere a obturatorului și la aceeași temperatură de intrare a aerului, odată cu creșterea turației scade conținutul de CO și crește conținutul X_{k_d} pentru același conținut de umiditate.

Influența conținutului de umiditate a aerului aspirat de către motor asupra puterii și consumului specific de combustibil este prezentată în figura 3.

Din această figură se remarcă o scădere lineară a puterii în timp ce consumul specific de combustibil crește nelinear cu creșterea conținutului de umiditate a aerului, pentru un anumit regim de funcționare al motorului și pentru o anumită temperatură de intrare a aerului în carburator.

Deși, prezența umidității îmbunătățește procesul de vaporizare totuși puterea motorului scade în aceste condiții, aceasta explicându-se printr-o sărăcire a amestecului pe cilindrul motorului, vaporii de apă ocupând un volum, care în lipsa lor ar fi disponibil pentru amestec. În aceste condiții umplerea se înrăutățește. Pe de altă parte, în cazul în care aerul ajunge în stare de ceață, prin vaporizarea picăturilor de apă în galeria de admisie, scade temperatura amestecului și umplerea se îmbunătățește. Dar efectul sărăcirii amestecului fiind predominant, creșterea umidității aerului absorbit de către motor, înrăutățește umplerea și deci micșorează puterea motorului, efect care este și mai evident dacă umiditatea este prezentă inițial sub formă de vaporii de apă.

În concluzie se poate afirma că injecția de vaporii de apă în fața carburatorului poate constitui un mijloc de reducere a conți-

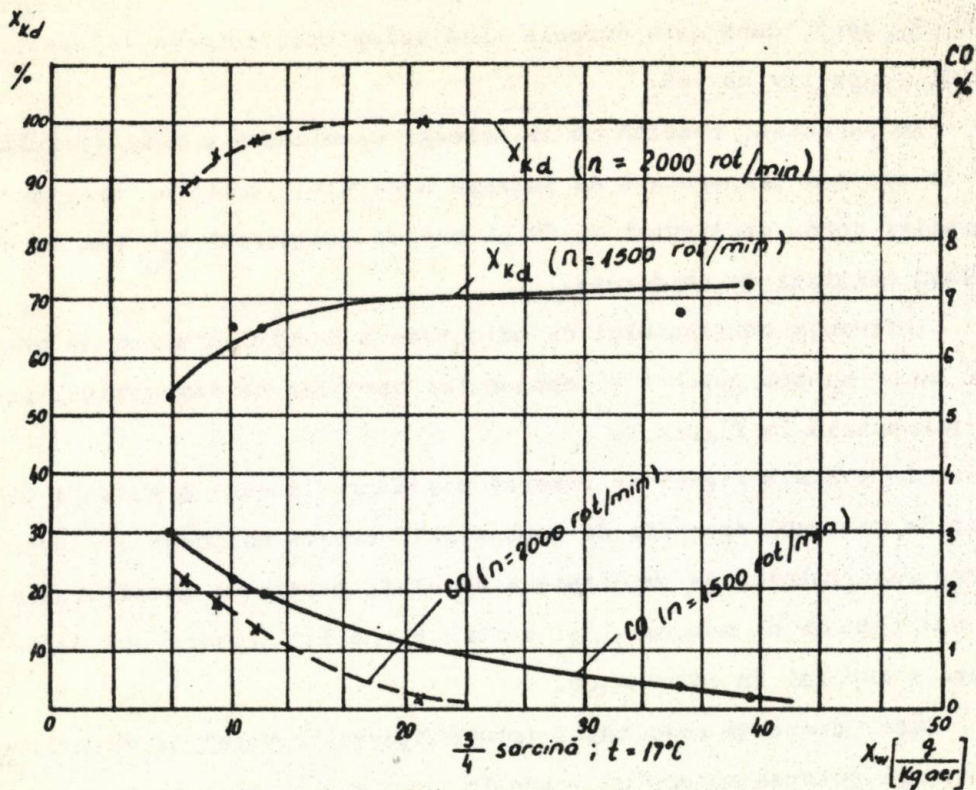


Fig.2.

Variația conținutului de CO și vapori de combustibil în funcție de conținutul de umiditate la diferite turații.

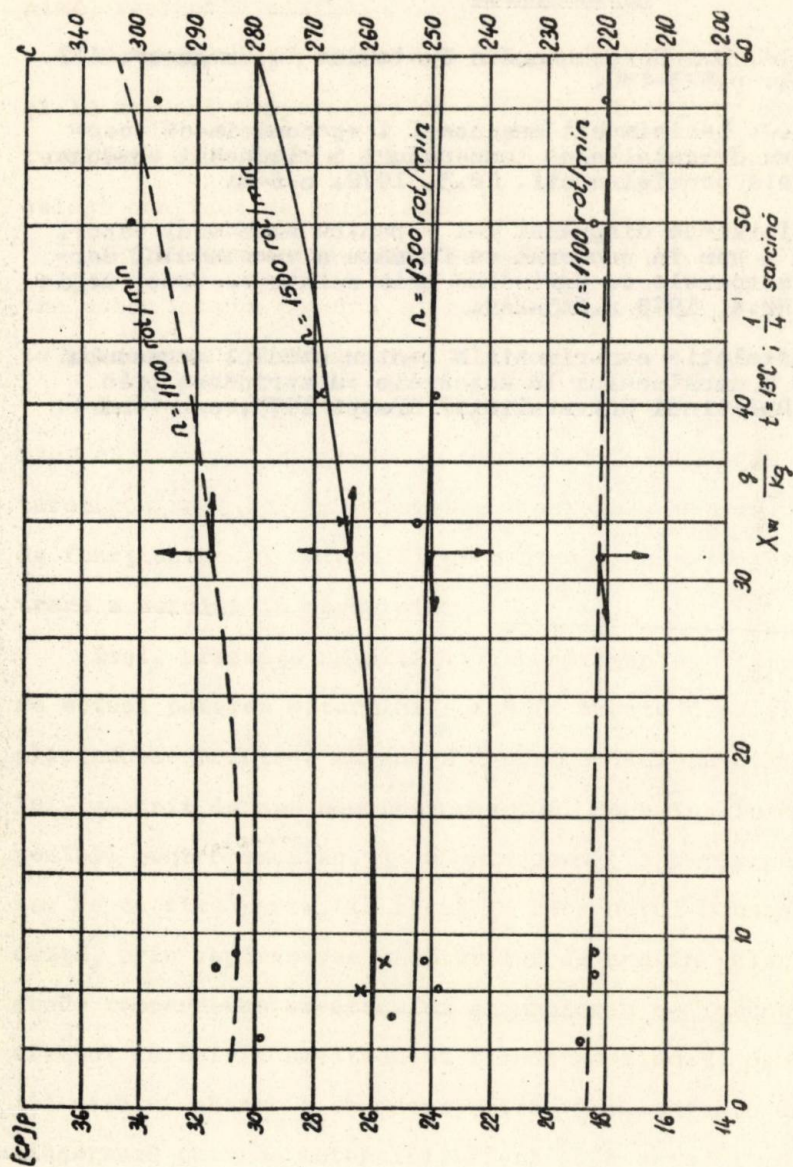


Fig.3.

Variația puterii și a consumului specific de combustibil în funcție de conținutul de umiditate.

nutului de CO din gazele de evacuare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] . Henning, H.J. Zur Berechnung des Zustandes im Vergaser. ATZ. Nr.10, 1961. p.323-330.
- [2] . Sartuni, I.J. Zavisimosti moşnosti i economicnosti carbiuratornovo dvigatelja ot temperaturi i vlažnosti vozduha. Avtomobilnaia promislenosti. Nr.3, 1972. p.6-8.
- [3] . Sova, M. Utilizarea diagramei I-X - pentru amestecul vapori de benzină - aer în procesul de formare a amestecului carburant la motoarele cu aprindere prin scinteie. Construcția de Maşini Nr.4, 1973 p.245-249.
- [4] . Sova, M. Instalație experimentală pentru studiul procesului de formare a amestecului la motoarele cu aprindere prin scinteie. Buletinul Universității Bragov 1973.(sub tipar).

SOVA M.

INFLUENTA UMIDITATII AERULUI ASUPRA PROCESULUI DE FORMARE
A AMESTECULUI CARBURANT LA MOTORUL M 207

Rezumat

In lucrare se examinează influența umidității aerului aspirat de motorul M 207, asupra vaporizării combustibilului, cu ajutorul diagramei i-x (entalpie - conținut de benzină în aer), asupra conținutului de CO din gazele de evacuare, a puterii și a consumului specific de combustibil. Concluziile obținute se bazează pe o serie de rezultate experimentale la mai multe regimuri de funcționare ale motorului M 207 și pe valorile determinate din diagrama i-x, în urma construcțiilor grafice ale direcției transformării de stare a aerului aspirat de motor.

DER ENFLUSS DER LUFTFEUCHTIGKEIT AUF DEN BILDUNGSPROZESS
DES BRENNSTOFFGEMISCHES BEIM MOTOR M 207

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der Einfluss der vom Motor M 207 aufgesogenen Luftfeuchtigkeit auf die Brennstoffverdampfung, mit Hilfe des i-x Diagrammes (Enthalpie - Benzingeht in der Luft), auf den CO - Gehalt der Auspuffgase, auf die Leistung und auf den spezifischen Verbrauch des Brennstoffes untersucht.

Die erzielten Folgerungen beruhen auf einer Reihe von experimentalen Ergebnissen mehrerer Betriebe des Motors M 207 und auf den aus dem i-x Diagramm bestimmten Werten, infolge der graphischen Konstruktionen der Richtung der Zustandsänderung der vom Motor aufgesogenen Luft.

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
DEPARTMENT OF THE HISTORY OF ARTS

REPORT

The following report was prepared by the Department of the History of Arts, University of Chicago, for the purpose of presenting the results of the researches conducted during the year 1911-12. The report is divided into two parts, the first of which contains a general statement of the work done, and the second a detailed account of the results of the researches.

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
DEPARTMENT OF THE HISTORY OF ARTS

CONTENTS

The following is a list of the contents of the report, arranged in the order in which they appear in the text. The first part, which contains a general statement of the work done, is divided into two sections, the first of which is a general statement of the work done, and the second a detailed account of the results of the researches.

CONTRIBUTII PRIVIND INFLUENTA ARHITECTURII CAMEREI
DE ARDERE ASUPRA ALUREI CUPLULUI, LA MOTOARELE CU
CARBURATOR, IN PATRU TIMPI, PENTRU AUTOVEHICULE

Nicolae Linte, șef lucrări Institutul de subingineri

P i t e ș t i

Elasticitatea în funcționare a motorului cu ardere internă este o caracteristică complexă, care reprezintă capacitatea motorului de a răspunde cerințelor la înaintarea autovehiculului, cu o pierdere minimă de turație, asigurând acestuia din urmă o funcționare stabilă.

Această stabilitate rezultă din faptul că odată cu creșterea momentului rezistent, având drept consecință scăderea turației, are loc o creștere a cuplului motor, devenind astfel posibilă refacerea echilibrului între cuplul motor și cel rezistent, lucru variabil pentru zona de funcționare dintre turația puterii maxime (nominale) și turația cuplului maxim; pentru zona de funcționare cuprinsă între turația cuplului maxim și turația minimă la sarcină,

cu toată scăderea cuplului motor, este important ca această scădere să se facă cât mai lin. Atât pentru prima zonă de funcționare, denumită și zona stabilă de funcționare, cât și pentru cea de a doua, respectiv zona instabilă de funcționare, rapoartele dintre turațiile și cuplurile motoare a punctelor de graniță aferente acestor zone, sînt hotărîtoare.

Ca atare noțiunea de elasticitate în funcționare a unui motor nu se poate reduce numai la zona stabilă, unde motorul funcționează pe o porțiune a caracteristicii exterioare, o ovasi caracteristică de regulator, ci se extinde pe toată gama turațiilor de lucru, pînă la turația minimă la sarcină.

Un motor cu funcționare mai "elastică" datorită unei anumite configurații mai particulare a caracteristicii de cuplu motor, va asigura întotdeauna pentru același tip de autovehicul, un mers mai confortabil și mai economic [1].

Desigur caracteristica exterioară indică posibilitățile de tracțiune maximă ale autovehiculului într-o anumită treaptă de viteză, dar nu trebuie uitat că autovehiculele rutiere lucrează în majoritatea timpului la sarcini parțiale și deci o etapă obligatorie devine investigarea economicității în domeniul acestor sarcini. Ca atare realizarea unei elasticități adecvate în funcționare, introduce, pe lîngă explorarea caracteristicii exterioare și a domeniului sarcinilor parțiale.

Funcționarea elastică a unui motor de autovehicul se apreciază în literatura de specialitate prin următorii coeficienți și indici:

- 1) Coeficientul de elasticitate (sau de turație):

$$k = \frac{n_M}{n_p} \quad (1)$$

unde: n_M = turația cuplului maxim

n_p = turația puterii maxime

2) Coeficientul de adaptabilitate (sau de cuplu)

$$\sqrt{\lambda} = \frac{M_{\max}}{M_p}, \quad (2)$$

unde: $M_{\max}$ = cuplul maxim

M_p = cuplul la puterea maximă

3) Coeficientul de elasticitate globală

$$\Phi = \frac{M_{\max}}{M_p} \cdot \frac{n_p}{n_M}. \quad (3)$$

4) Căderea cuplului motor

Acest ultim indice se referă la zona instabilă de funcționare, deci la zona cuprinsă între turația cuplului maxim și turația minimă la sarcină.

Evident că în situația motoarelor cu puterea limitată la cea nominală relațiile (1), (2) și (3) devin:

$$k = \frac{n_M}{n_n} \quad (4); \quad \sqrt{\lambda} = \frac{M_{\max}}{M_n} \quad (5); \quad \Phi = \frac{M_{\max}}{M_n} \cdot \frac{n_n}{n_M}, \quad (6)$$

unde: n_n = turația nominală

M_n = cuplu la puterea nominală

Se cunoaște că alura curbei cuplului motor este dată de alura presiunii medii efective, iar factorii care vor influența într-un sens sau altul variația acestei presiuni, vor influența în același sens și alura curbei cuplului motor:

$$p_e = K_1 \frac{\eta_1}{\lambda} \cdot \eta_e \cdot \eta_m \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ sau } \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]. \quad (7)$$

Relația (7) este valabilă pentru situația motoarelor fără supraalimentare, considerându-se că asupra termenilor ce-i cuprinde constanta K_1 nu se poate acționa sensibil: ($\gamma_0^* = \text{ct}$ la admisiune normală iar $\frac{H_1}{G_{\text{aer min}}}$ este aproximativ constant pentru benzinele actuale).

Privind influența arhitecturii camerelor de ardere, acestea împieteză asupra alurei cuplului motor, atât prin coeficientul de umplere η_e cât și prin raportul $\frac{\eta_i}{\lambda}$.

Experimentările au fost concepute în două faze:

- în prima, ele s-au executat pe un monocilindru cu o cilindree de cca 0,625 [ℓ] și au avut drept scop, mai ales, determinarea cuplului maxim la limita de detonație precum și a consumului specific de combustibil pe tot câmpul de funcționare al motorului;
- în a doua, experimentările s-au efectuat pe un policilindru de 8 cilindri în V (cilindree 5,03 ℓ) cu scopul de a ridica caracteristicile motorului și de a aprecia duritatea în funcționare la condițiile specifice pe care le impune policilindrul. Trebuie subliniat aici că metodologia propusă a avut drept scop aprecieri de primă instanță a posibilității de a obține valori superioare ale cuplului maxim și de a-l deplasa spre zona turațiilor mai mici, încercându-se astfel modificarea coeficienților k, η, Φ precum și atenuarea căderii cuplului motor.

În faza experimentărilor pe monocilindru, pentru încercări comparative, s-au executat trei camere de ardere pentru același raport de compresie, dar cu o carburanție determinată ca optimă pentru fiecare tip de cameră. Metodologia propusă a fost considerată ca satisfăcătoare pentru prima fază a experimentărilor, deoarece se cunoaște că în cadrul comparației diverselor camere de ardere și chiar în cadrul unei forme ale camerei de ardere, se înregistrează

erori dacă pentru fiecare raport de compresie nu se precizează dimensiunile optime [1] p.185.

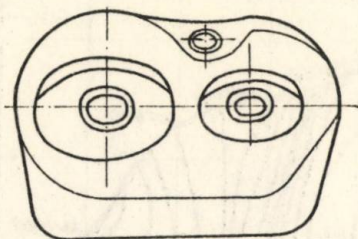


Fig.1. Schema camerei de ardere tip pană.

Camera de ardere nr.1 (tip pană), prima experimentată, este arătată în fig.1, iar caracteristica complexă a câmpului de consum, pentru acest tip de cameră, în fig.2.

Camera de ardere nr.2, concepută pentru o funcționare mai elastică a avut la bază, următoarele considerații:

a/ pentru asigurarea unui η_e mai ridicat, spațiul din zona supapei de admisie trebuie să fie cât mai larg; acest lucru ar permite și o încălzire mai redusă a amestecului, deci în final o umplere mai bună.

b/ pentru a atenua apariția detonației, spațiul din jurul supapei de evacuare trebuie să fie cât mai restrâns.

c/ pentru a micșora posibilitatea apariției regimului detonant, zona endgazului trebuie să fie apropiată de bujie printr-o racordare strânsă în jurul supapei de evacuare.

Schema camerei de ardere nr.2 (denumită convențional în formă de L) construită după principiile expuse mai sus, este arătată în fig.3. Se observă că pentru realizarea dezideratelor de mai sus, camera de ardere în formă de "L" a fost executată în așa fel ca spațiul degajat din dreptul supapei de admisie să fie realizat pe seama îngustării celui de lângă supapa de evacuare cât și parțial pe seama penei. Caracteristica complexă de câmp de consum pentru acest tip de cameră de ardere este arătată în fig.4.

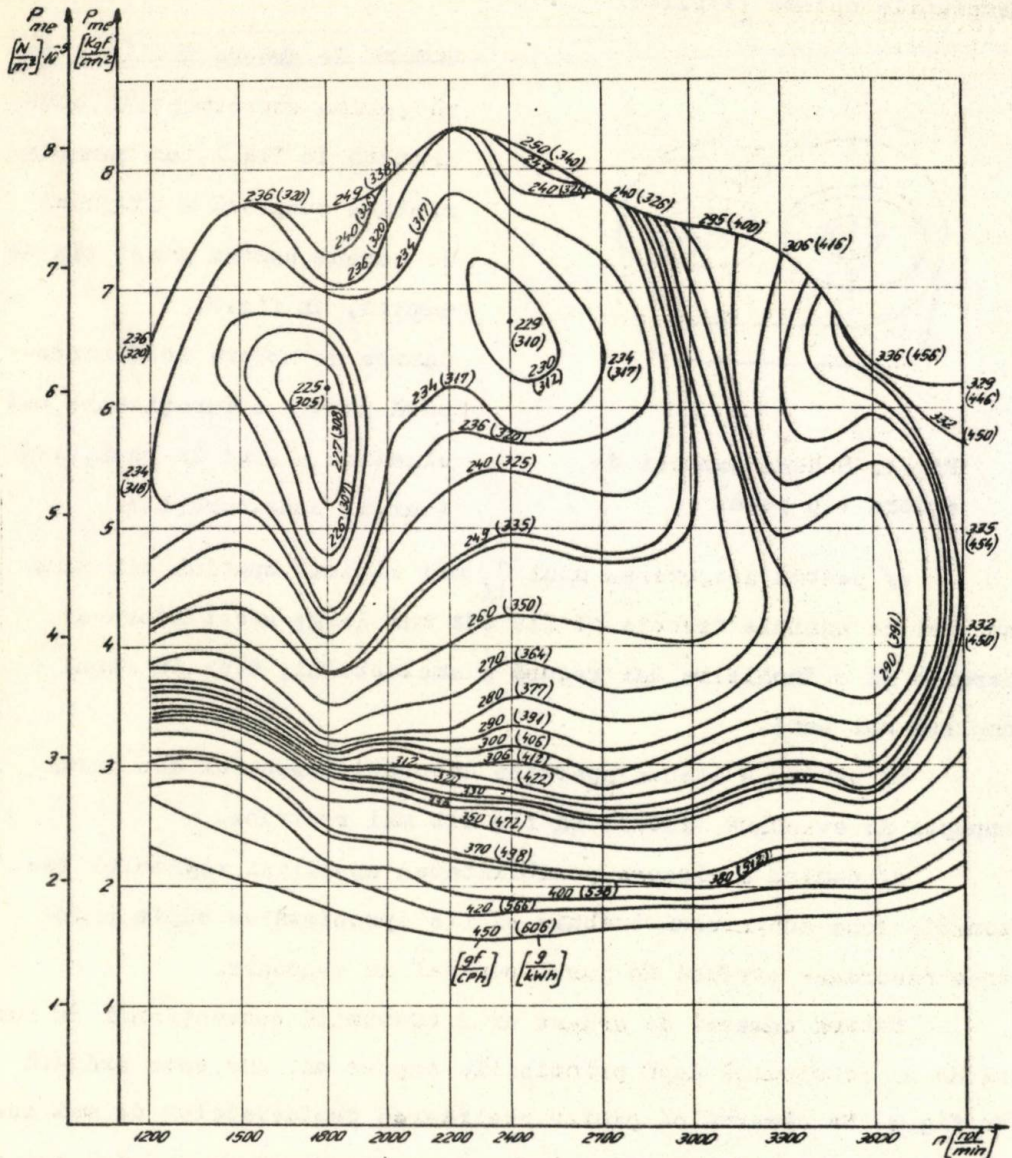


Fig.2. Cîmpul de consum pentru camera de ardere pană (monocilindru).

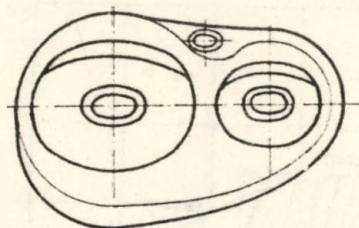


Fig. 3. Schema camerei de ardere modificate - în formă de L.

Camera de ardere nr. 3, a fost concepută și contruită pe baza următoarelor considerente:

a/ o compactitate superioară, pentru micșorarea pierderilor calorice afectând în acest mod termenul $\frac{\eta_1}{\lambda}$.

b/ drumuri ale frontului de flacără cât mai scurte pentru micșorarea pericolului de detonație.

Schema acestei camere de ardere este arătată în fig. 5. Construcția acestei camere de ardere a pretins anularea completă a "penei". Caracteristica complexă de câmp de consum pentru acest tip de cameră de ardere este reprezentată în fig. 6.

Din comparația celor trei caracteristici complexe rezultă coeficienții k, η, Φ precum și căderea cuplului motor, conform tabelului 1.

Tabelul 1

Valorile lui k, η, Φ precum și căderea cuplului motor la trei tipuri ale camerei de ardere

Tip cameră	Coeficienți și indici de apreciere				
	K	η	Φ	Căderea cuplu motor (în % la 1200 rot/min față de n_M)	Obs.
Pană	0,58	1,33	2,3	26	Camera nr. 1
În formă de L	0,62	1,17	1,9	15	Camera nr. 2
Cu grad de capacitate mărit	0,60	1,17	2,0	17	Camera nr. 3

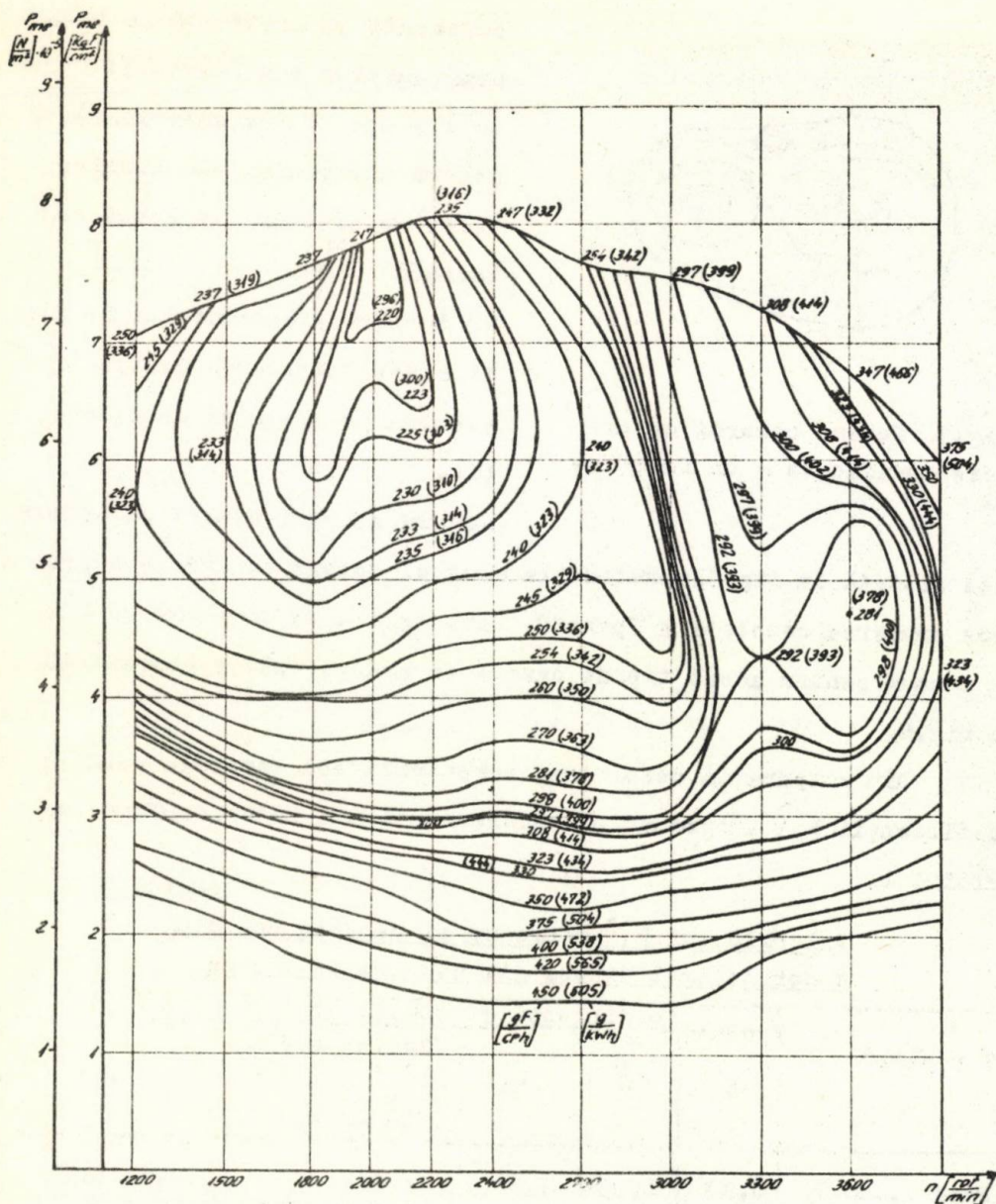


Fig.4. Caracteristica de câmp de consum pentru camera de ardere în formă de "L".(monocilindru)

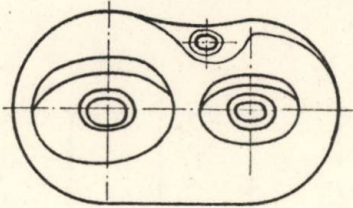


Fig.5. Schema camerei de ardere cu grad de compactitate mărit.

Din acest tabel rezultă că în domeniul $n_p - n_M$, camera până asigură funcționarea cea mai "elastică"; în schimb pe porțiunea instabilă a caracteristicii exterioare, cea mai mică cădere a cuplului motor (15%) o conferă camera de ardere în formă de L.

Ca o observație privind economicitatea la sarcini parțiale, aceasta este practic aceeași pentru toate camerele de ardere, în contextul metodologiei de experimentare amintite.

În faza a doua de experimentări, pe policilindru s-au ridicat caracteristicile de turație la sarcină totală (fig.7). Din analiza acestor caracteristici se pot trage următoarele concluzii:

a/ camerele de ardere nr.2 și nr.3, ca și la monocilindru, conferă căderea mai lină a cuplului motor în zona instabilă de funcționare.

b/ în zona stabilă de funcționare, sub aspectul elasticității, superioritatea camerei de ardere până nu se mai evidențiază.

Pentru a se elucida pe mai departe, influența arhitecturii camerei de ardere asupra elasticității în funcționare sînt necesare de încercat și alte forme de camere, în special cele care asigură un grad de turbulență mărit în zona turațiilor aferente porțiunii instabile a curbei cuplului [2] p.12. De asemenea comparațiile ulterioare trebuie făcute ținînd cont de raportul de compresie optim pentru fiecare cameră precum și de utilizarea reglajului de putere a amestecului.

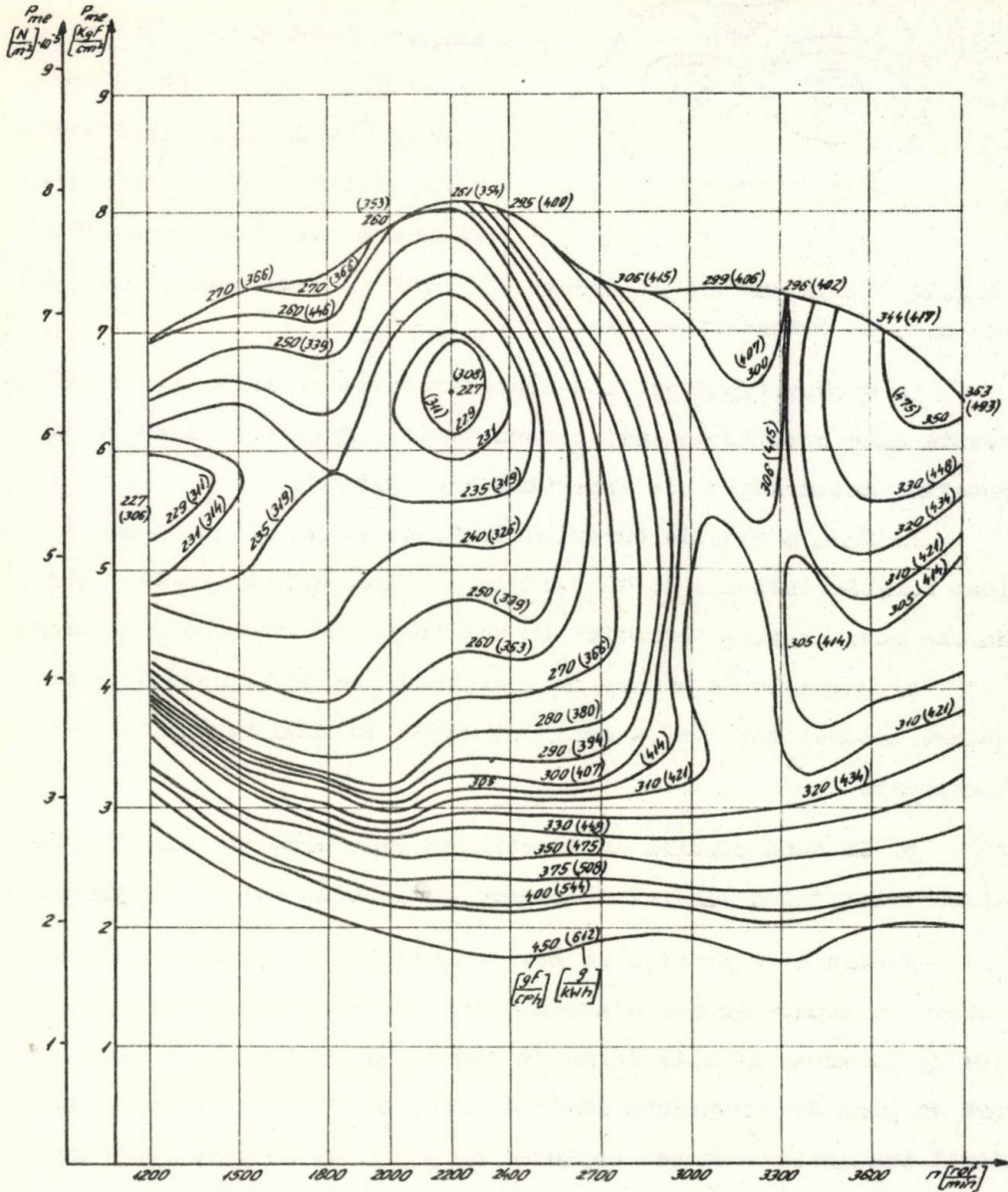


Fig. 6. Caracteristica de câmp de consum pentru camera de ardere cu grad de compactitate mărit (monocilindru)

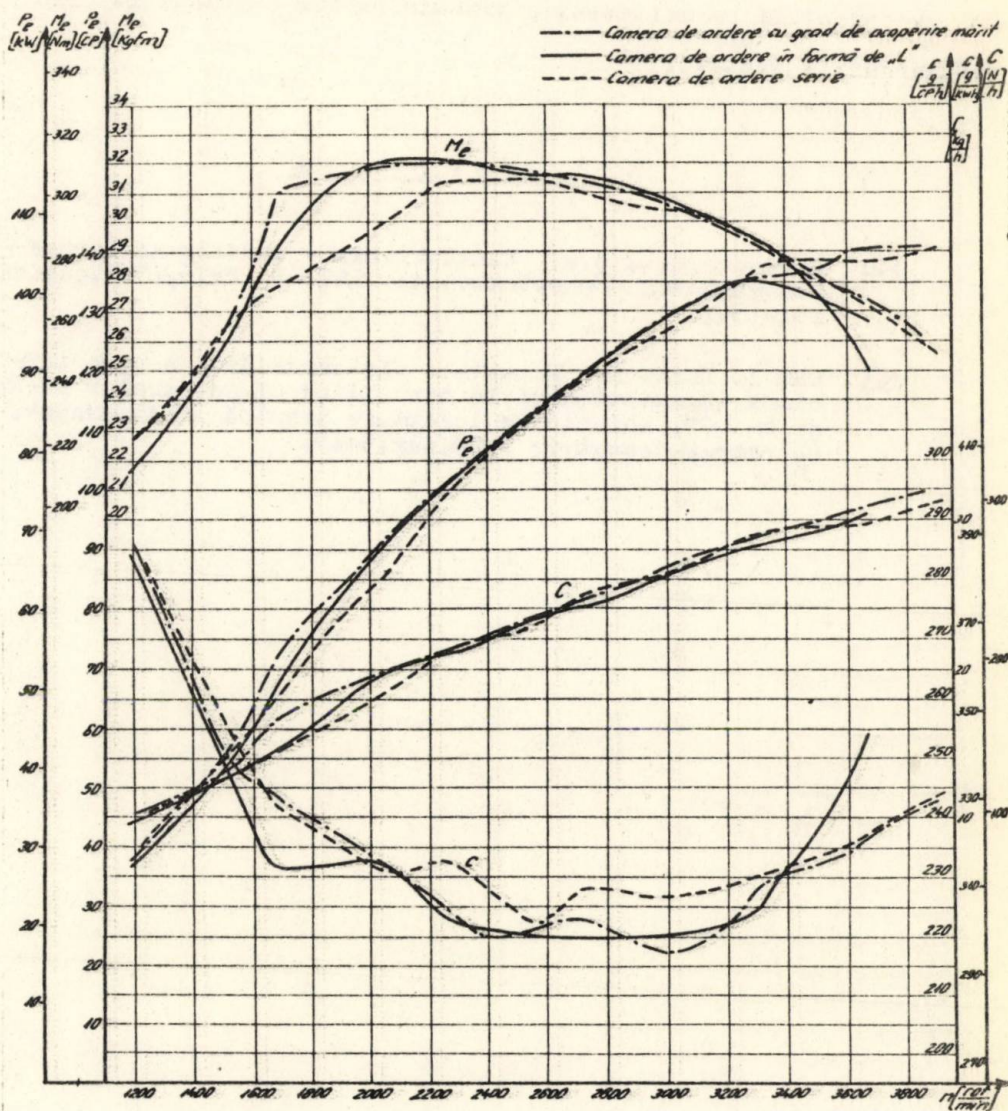


Fig.7. Caracteristicile de turație la sarcină totală pentru camerele de ardere pană, în formă de "L" și cu grad de compactitate mărit.

În concluzie, arhitectura camerei de ardere poate influența în mod sensibil funcționarea elastică a unui motor, iar programul de cercetări pe mai departe trebuie să fie îmbunătățit prin recomandările arătate.

B i b l i o g r a f i e

- [1]. Goodacre C.L. ș.a. "Entwicklungs - Studien an Verbrennungsräumen von Ottomotoren" ATZ 69, Nr.6, 1967, pagina 184-190;
- [2]. Rău I., Linte N. "Rezultate ale cercetării asupra turbionării amestecului la monocilindrul motoarelor SR-211 și M-207", Buletin de informare tehnică ICPAT, Brașov, octombrie-decembrie 1968, pag.5-19.

Linte Nicolae

CONTRIBUTII PRIVIND INFLUENTA ARHITECTURII CAMEREI
DE ARDERE ASUPRA ALUREI CUPLULUI, LA MOTOARELE CU
CARBURATOR IN PATRU TIMPI, PENTRU AUTOVEHICULE

R E Z U M A T

În referat sînt prezentate experimentările efectuate cu trei variante ale camerei de ardere (plasate în chiulasă) în vederea precizării posibilității de a modifica alura cuplului motor - problemă de bază pentru obținerea unei elasticități superioare în funcționare a motoarelor pentru autovehicule.

Camerele de ardere experimentate sînt derivate din camera tip "pană"; comportarea acestor camere de ardere s-a studiat atît sub aspectul unei elasticități mărite, cît și sub cel al economicității.

Experimentările la banc, executate inițial pe un motor monocilindric iar ulterior pe un motor cu 8 cilindri în V, au arătat că o arhitectură adecvată influențează sensibil alura cuplului motor; totodată, în final, se recomandă problematica ce urmează a fi rezolvată în viitor.

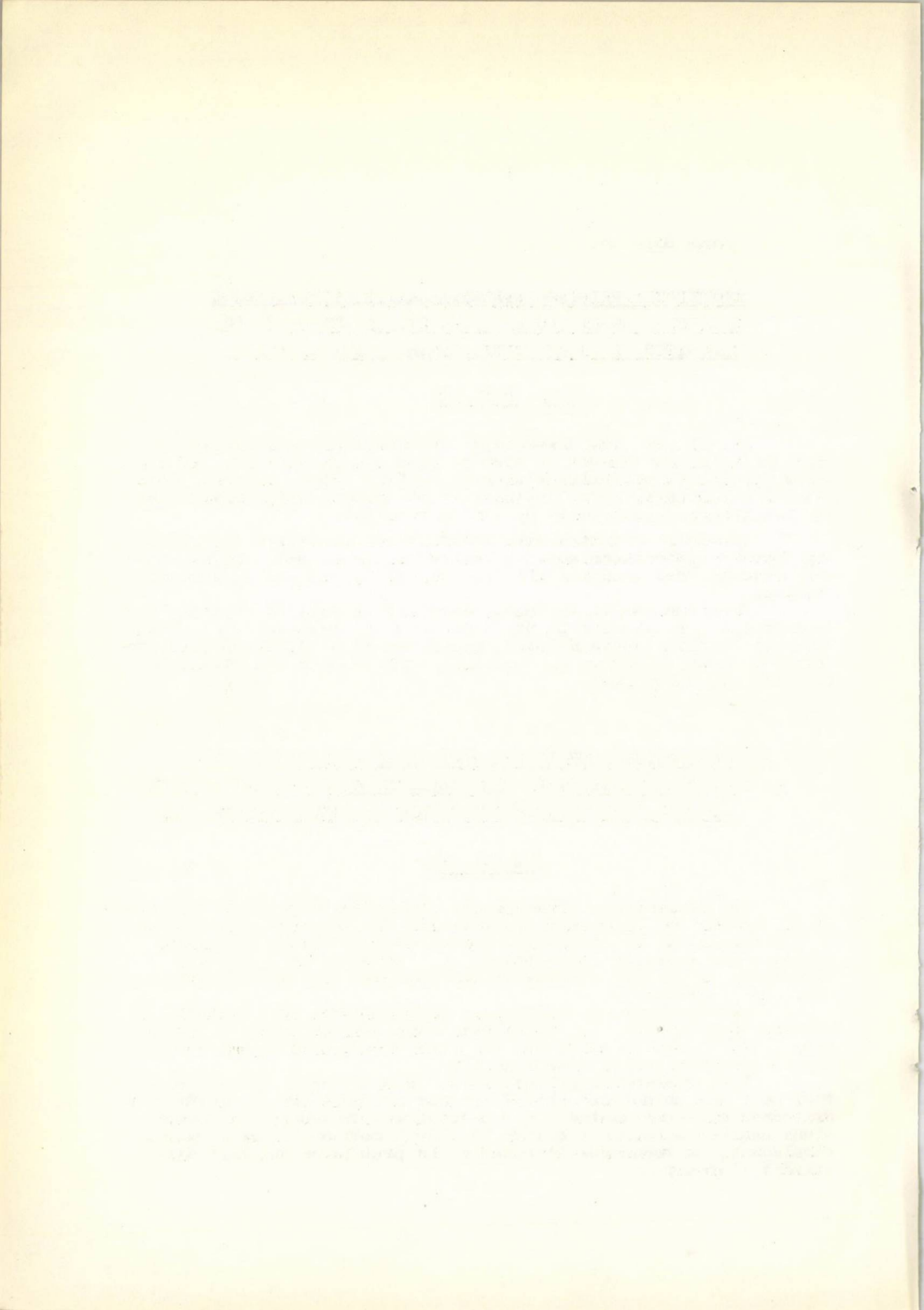
CONTRIBUTIONS SUR L'INFLUENCE DE L'ARCHITECTURE DE LA
CHAMBRE DE COMBUSTION SUR L'ALLURE DU COUPLE AUX MOTEURS
À QUATRE TEMPS À CARBURATEUR POUR VÉHICULES AUTOMOBILES.

R É S U M É

On présente les expériences effectuées avec trois variantes de la chambre de combustion (placée dans la culasse), en vue de la précision de la possibilité de modifier l'allure du couple moteur - une question fondamentale pour obtenir une élasticité supérieure en ce qui concerne le fonctionnement des moteurs pour véhicules automobiles.

Les chambres de combustion expérimentées sont dérivées de chambre type "plume", le comportement de ces chambres de combustion a été étudié du point de vue d'une élasticité augmentée ainsi que du point de vue de l'économie.

Les expériences effectuées au banc d'essai, exécutées initialement sur un moteur monocylindrique et puis sur un moteur à 8 cylindres en V ont montré que une architecture adéquate influence d'une manière sensible l'allure du couple moteur; en même temps, finalement, on recommande l'ensemble des problèmes qui doit être résolu à l'avenir.



CERCETARI PRIVIND REALIZAREA UNUI COLECTOR DE
ADMISIUNE PENTRU MOTORUL M-207 CU INJECTIE

Dr.ing.Gh.Radu șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Particularitățile funcționale determinate de utilizarea unui sistem de alimentare cu injecție de benzină, favorizează realizarea unor îmbunătățiri sensibile în privința tubulaturii de admisiune. În această situație secțiunea transversală a colectorului de admisiune poate fi dimensionată mai generos, lucru ce atrage după sine micșorarea pierderilor gazodinamice. Injecția combustibilului făcându-se independent la fiecare cilindru se crează posibilitatea utilizării unor colectoare individuale; dar poate cel mai important lucru constă în faptul că injecția de benzină oferă posibilitatea folosirii fenomenelor dinamice ce apar în colectorul de admisiune în scopul unei supraalimentări naturale a motorului.

A utiliza fenomenele dinamice din colectorul de admisiune în

scopul îmbunătățirii umplerii, înseamnă de fapt a reuși realizarea unei presiuni net superioare spre închiderea supapei de admisiune. Acest lucru este posibil dacă unda de presiune refceltată, ce se propagă spre cilindru, are un maxim pozitiv în momentul închiderii supapei de admisiune sau puțin înainte de acest moment. [1,2,4].

2. Colectoare testate

Pentru motorul M-207 cu injecție s-a urmărit realizarea unui colector care să asigure o supraalimentare naturală și care să se găsească în limitele unor dimensiuni care să-l facă practic utilizabil. Colectoarele de admisiune construite și experimentate se compun din conducte individuale, câte una pentru fiecare cilindru, identice ca lungime și secțiune transversală, și o cameră-colector comună. S-au experimentat 3 camere-colector denumite A, B și C cu următoarele volume: $V_A = 982 \text{ cm}^3$ ($0,391 V_H$); $V_B = 6090 \text{ cm}^3$ ($2,42 V_H$); $V_C = (12000 - 18050) \text{ cm}^3$ ($4,86 V_H - 7,18 V_H$). Varianta C este o construcție telescopică. S-au realizat de asemenea conducte individuale în patru variante de lungimi diferite, care se pot combina între ele și cu camerele - colector în 18 moduri diferite.

Pentru identificare conductele de admisiune s-au notat cu 1, 2, 3, 4, iar caracteristicile lor geometrice se dau în tabelul 1.

Intrarea aerului în camera-colector s-a făcut printr-un difuzor controlat de o clapetă. (fig.1). Colectoarele de admisiune testate au fost denumite după camera-colector și conducta utilizată, astfel colectorul de admisiune B-31 este alcătuit din camera

Colector B și conductele 3 și 1.

Tabelul 1

Conducta	L [cm]	S_{tr} [cm ²]	V [cm ³]
1	13,0	13,44	174,9
2	16,9	13,44	227,0
3	29,8	13,44	400,0
4	7,5	13,44	101,0

3. Rezultate experimentale

Incercările efectuate pentru stabilirea unui colector de admisiune corespunzător s-au făcut la rece, cu motorul antrenat din exterior la turațiile: 1850 rot/min, 2000 rot/min, 2400 rot/min, 3060 rot/min. Instalația de antrenare a motorului ca și instalațiile pentru vizualizarea, înregistrarea și etalonarea oscilațiilor de presiune din colectorul de admisiune sînt prezentate în lucrarea [3], p.19.

Pentru a putea aprecia și compara diferitele variante de colectoare de admisiune s-a obținut experimental oscilogramele variației presiunii pentru fiecare cilindru în parte la diverse turații de funcționare a motorului. Înregistrările undelor de presiune obținute pentru fiecare cilindru (I, II, III, IV) la același regim de funcționare au fost prelucrate și suprapuse pentru durata cursei de admisiune în scopul ușurării analizei comparative.

Din analiza celor peste 200 de oscilograme se pot formula următoarele observații:

a- Creșterea turației atrage după sine deplasarea maximelor

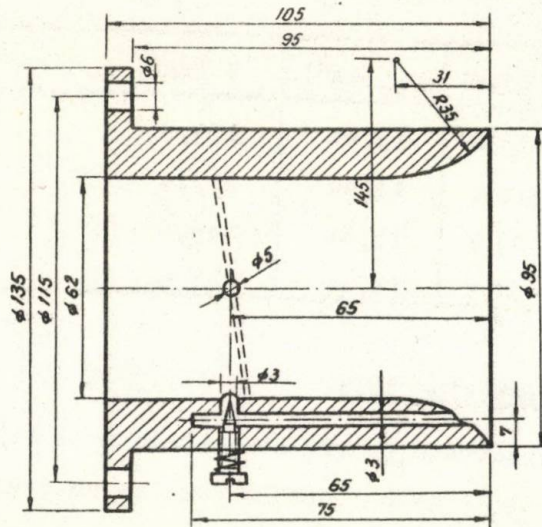


Fig. 1

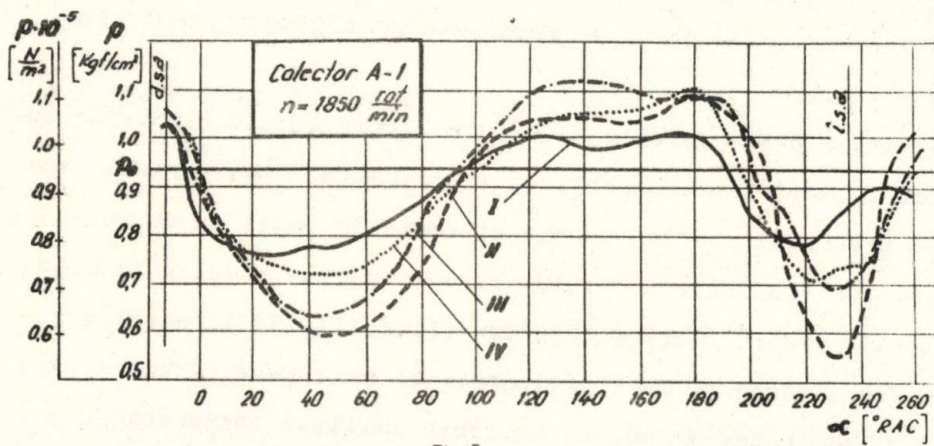


Fig. 2

pozitive spre momentul închiderii supapei de admisiune (f.s.a.) care se găsește la 57° după p.m.e.

b - Creșterea turației provoacă de asemenea creșterea amplitudinilor pozitive ca și a celor negative.

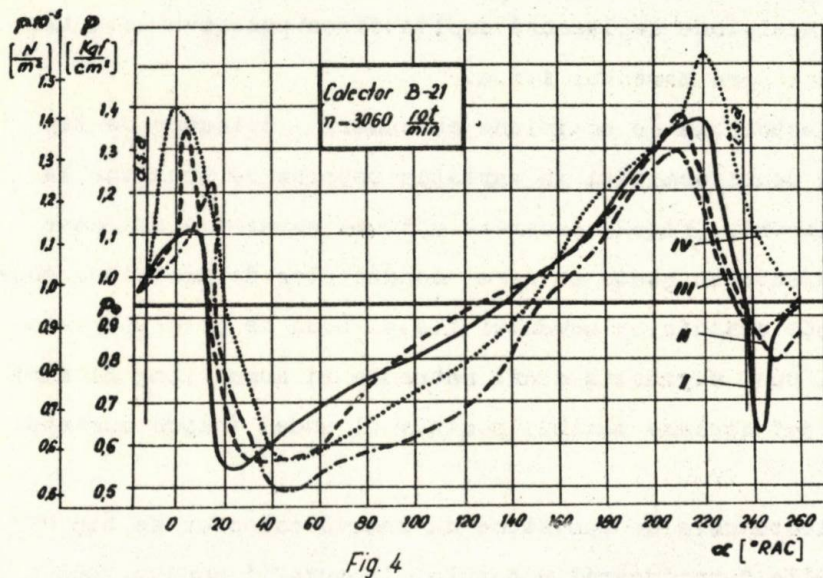
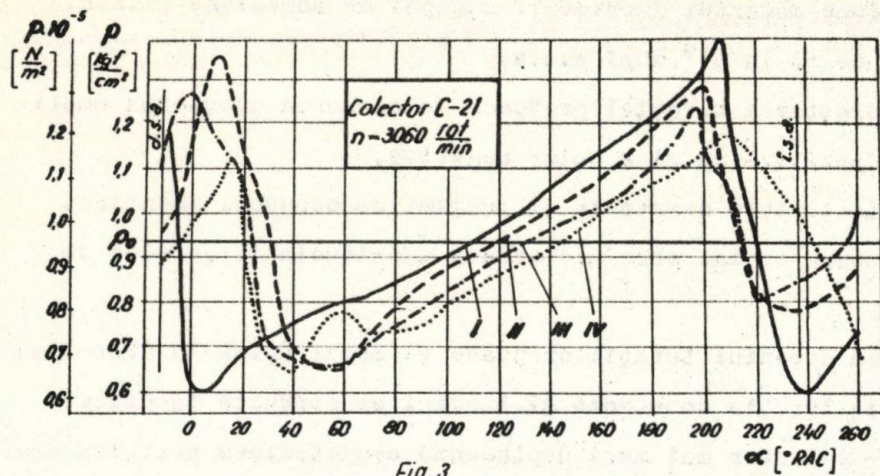
c - La turație constantă și lungimi de conductă identice, camerele-colector mai mari micșorează amplitudinile undelor de presiune.

d - În domeniul turațiilor joase și medii (pînă la 2200-2500 rot/min) la turație constantă și lungimi de conductă identice, camerele - colector mai mari deplasează amplitudinea pozitivă din timpul cursei de admisiune spre momentul f.s.a.

e - În domeniul turațiilor joase și medii, la turație constantă și pentru aceeași cameră - colector, mărirea lungimii conductelor de admisiune deplasează amplitudinea pozitivă din timpul admisiunii spre momentul f.s.a.

f - Colectoarele de admisiune cu cameră - colector de tip "A" provoacă neuniformități în variația undelor de presiune la diferiți cilindri, (fig.2) deoarece volumul camerei - colector fiind mic, acesta nu poate asigura conductelor de admisiune condiția de capăt deschis. În momentul f.s.a. unda de presiune este nefavorabilă unei supraalimentări naturale și numai lungimi mari de conductă pot deplasa maximul pozitiv al undei înspre momentul f.s.a.

g - Colectoarele de admisiune cu cameră-colector de tip "C" sînt favorabile funcționării motorului la turații scăzute, sub 1000 rot/min, deci mult sub turația cuplului maxim. La turații mai ridicate (fig.3), maximul undei pozitive se află la 29° - 40° RAC depărtare de momentul f.s.a. și nici chiar creșterea turației



pînă la cea nominală (3800 rot/min) nu reușește să deplaseze maximul undei pozitive la momentul î.s.a. Utilizarea unor camere-colector cu volum mai mare de $2,42 V_H$ nu este justificată întrucît încercările făcute cu camera telescopică "C" au arătat că la creșteri ale volumului camerei-colector de la $4,86 V_H$ la $7,18 V_H$ nu se produc modificări sesizabile în regimul de unde din colectorul de admisiune.

4. Concluzii

Varianta de colector B-21 este cea mai favorabilă dintre cele testate deoarece:

- amplitudinea oscilațiilor de presiune este suficient de mare (fig.4);
- uniformitatea variației oscilațiilor de presiune pentru diferiți cilindri este mulțumitoare ;
- ținînd cont că la 3060 rot/min maximele pozitive din timpul admisiunii se obțin la 35° RAC după p.m.e. și că pentru o creștere a turației de 1200 rot/min maximele s-au deplasat spre momentul î.s.a. cu 35° RAC în conformitate cu [3] p.21, rezultă că regimul de unde va fi favorabil în zona turației nominale și aproape de aceasta;
- dimensiunile de gabarit convenabile permit utilizarea practică a acestui tip de colector.

Deși regimul de unde obținut cu colectorul B-21 nu este optim din punct de vedere al supraalimentării naturale la turații apropiate de cea a momentului maxim, totuși el este mult îmbunătățit față de cel obținut cu colectorul de serie la motorul cu carbura-

tor (fig.5) sub aspectul uniformității variației și a valorilor presiunilor în momentul i.s.a.

Inercările efectuate la banc pe motorul M-2o7 cu injecție echipat cu colectorul de admisiune tip B-21 au arătat că în domeniul turației nominale, acolo unde supraalimentarea naturală se face din plin simțită, puterea motorului a crescut de la 77 C.P. la 92,5 C.P. adică cu aproape 23%, la fel ca și cuplul motor. Rezultatele practice justifică din plin utilitatea temei abordate.

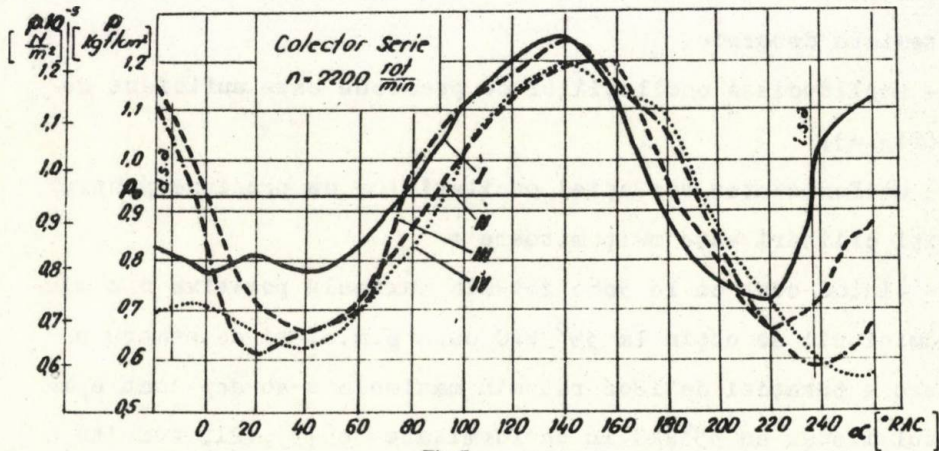


Fig.5

Bibliografie

- [1]. Abăităneci, D. Fenomene dinamice în procesul de admisiune la motoarele în 4 timpi. Revista transporturilor, nr.7, 1968.
- [2]. Hoffmann, V. ș.a. Contribuții la studiul experimental al proceselor nestationare în colectorul de admisiune. București, Conferința de motoare cu ardere internă, 1967.
- [3]. Radu, Gh. Cercetări teoretice și experimentale privind aplicarea injecției la motoarele cu aprindere prin scintee. Rezumatul tezei de doctorat, Universitatea din Brașov, 1971.
- [4]. Seifert, H. Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschine, Berlin, Springer Verlag, 1962.

RADU GH.

CERCETARI PRIVIND REALIZAREA UNUI COLECTOR DE ADMISIUNE
PENTRU MOTORUL M-2o7 CU INJECTIE

Rezumat

Utilizarea sistemelor de alimentare cu injectie de benzină face posibilă construirea unor colectoare de admisiune care să permită realizarea supraalimentării naturale a motorului. În lucrarea de față autorul prezintă rezultatele cercetărilor experimentale efectuate în scopul realizării unui asemenea colector de admisiune la motorul românesc M-2o7 cu injectie de benzină, care să permită utilizarea fenomenelor dinamice din colector în scopul supraalimentării naturale a motorului.

RECHERCHES SUR LA RÉALISATION D'UN TUYAU D'ADMISSION
POUR LE MOTEUR M-2o7 A INJECTION

Resumé

L'utilisation des systèmes d'alimentation à injection à essence fait possible la construction des tuyaux d'admission qui peuvent assurer la réalisation de la suralimentation naturelle du moteur. Dans l'ouvrage l'auteur présente les résultats de ses recherches expérimentales effectuées dans le but de la réalisation d'un tuyau d'admission pour le moteur roumain M-2o7 à injection à essence, qui a permis la suralimentation naturelle en utilisant les phénomènes dynamiques de Tuyau.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

OF THE

1776

The history of the United States is a story of the struggle for freedom and independence. It is a story of the people who fought for the right to be free and to live in peace. It is a story of the people who fought for the right to be free and to live in peace. It is a story of the people who fought for the right to be free and to live in peace.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

OF THE

1776

The history of the United States is a story of the struggle for freedom and independence. It is a story of the people who fought for the right to be free and to live in peace. It is a story of the people who fought for the right to be free and to live in peace. It is a story of the people who fought for the right to be free and to live in peace.

CERCETARI COMPARATIVE ALE DISTRIBUTIEI GAZELOR
PRIN SUPAPA SI SERTAR ROTITOR

Sef lucrări ing.Frîncu Tănase

Cercetările ce se prezintă în această lucrare fac parte dintr-un studiu mai amplu care analizează posibilitatea utilizării unui mecanism de distribuție cu sertar la motoare pentru autovehicule. În acest scop a fost realizat un motor monocilindric cu aprindere prin scînteie care are același raport S/D (cursă/alesaj) ca și motorul monocilindric M-211 din familia motoarelor SR-211, dar care este prevăzut cu un sertar de distribuție sub forma unei cămăși cilindrice rotitoare în loc de supape. Acest motor este prezentat mai larg în lucrarea [4].

În cazul motorului M-211 admisiunea gazelor în cilindru este controlată de o supapă a cărei construcție împreună cu canalul de admisie din chiulasă se arată în fig.1, iar în cazul motorului cu sertar distribuția gazelor este controlată prin două ferestre amplasate la partea superioară a cămășii cilindrice roti-

toare care se arată în fig.2 împreună cu canalele de admisiune din cilindru.

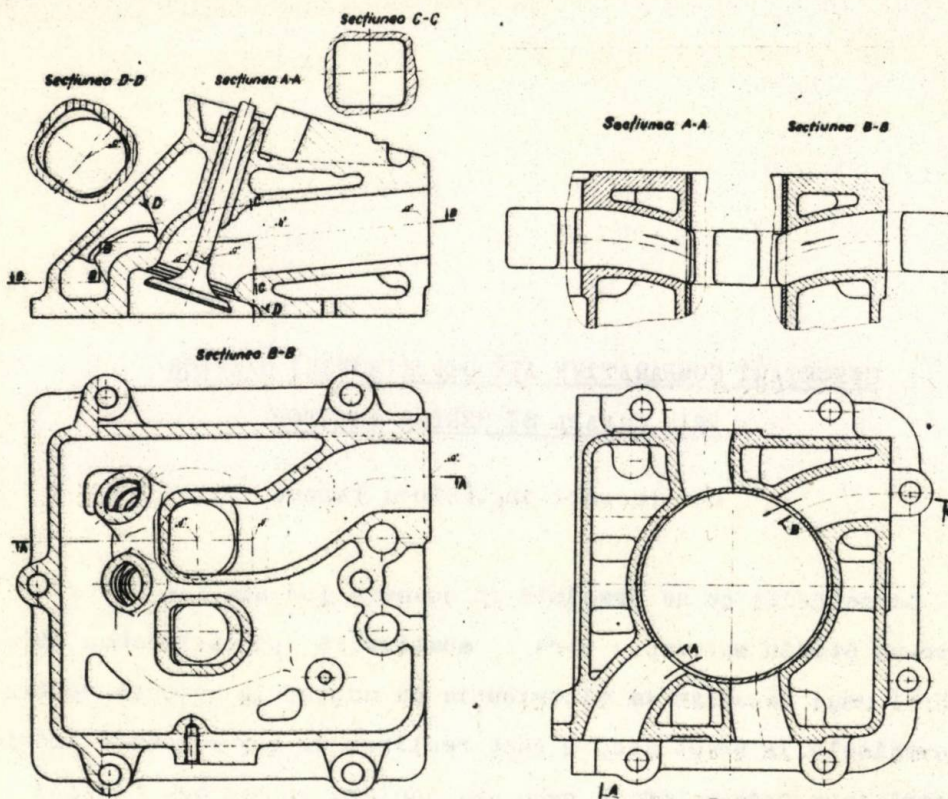


Fig. 1

Fig. 2

Pentru a aprecia modul cum se realizează umplerea cilindru-
 lui cu încărcătură proaspătă în condițiile utilizării sertarului
 ca element de distribuție care are o construcție cu totul diferi-
 tă de cea a supapei obișnuite, s-au efectuat unele cercetări expe-
 rimentale cu cele două tipuri de elemente care controlează proce-
 sele de schimbare a gazelor.

Criteriul de apreciere a umplerii folosit mai des îl consti-
 tuieste coeficientul de umplere care este exprimat de numeroși cerce-

tători prin diferite relații de calcul în funcție de condițiile care au fost luate în considerare.

Dintre factorii mai importanți care influențează valoarea coeficientului de umplere și au putut fi cuprinși în relații de calcul, se amintesc gradul de preîncălzire a încărcăturii proaspete în timpul admisiunii și presiunea gazelor din cilindru la sfârșitul admisiunii. Raportînd acești factori la cele două elemente de construcție diferită care controlează procesele de schimbare a gazelor la cele două motoare se constată următoarele:

Gradul de preîncălzire produs de elementul de distribuție propriu-zis este greu de apreciat și dificil de a fi determinat experimental. Este însă de presupus că pierderile termice introduse de sertarul de distribuție vor fi ceva mai reduse deoarece marginile celor două ferestre de admisiune au o suprafață mai redusă decît cea a supapei de admisiune care este „spălată” de încărcătura proaspătă.

Umplerea motorului cu încărcătură proaspătă este însă cel mai mult influențată de presiunea din cilindru la sfârșitul admisiunii p_a , care depinde de pierderile de presiune din sistemul de admisiune și poate fi determinată cu relația:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (1)$$

în care p_0 este presiunea mediului înconjurător;

Δp_a sînt pierderile totale de presiune.

La motoarele cu umplere normală mărirea presiunii de admisiune este deci posibilă prin reducerea la minimum a pierderilor gazodinamice precum și prin utilizarea favorabilă a oscilațiilor de presiune în procesul umplerii. Pentru obținerea unor rezultate

comparabile, s-au avut în vedere în prima instanță numai pierderile gazodinamice introduse de cele două elemente de distribuție care se deosebesc atât constructiv cât și funcțional.

Se cunoaște că pierderile gazodinamice în general depind de dimensiunile, arhitectura și starea suprafețelor interioare ale sistemului de admisiune și că pierderile gazodinamice cele mai mari se produc la trecerea pe sub supapa de admisiune deoarece în această zonă are loc cea mai mare variație a secțiunilor transversale, reducerea la minimum a acestora și devierea curentului de gaze.

Influențele pierderilor gazodinamice asupra umplerii pot fi apreciate prin coeficientul global ξ sau φ din relația care exprimă pierderile totale de presiune sub următoarea formă:

$$\Delta p_a = p_0 - p_a = p_0 \frac{\sigma + \xi}{2g} w^2 = \frac{p_0}{RT_0} \frac{1}{2g} \frac{w^2}{\varphi^2}, \quad (2)$$

în care $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\sigma + \xi}}$.

Relația a fost obținută [1] prin aplicarea legii conservării energiei între condițiile inițiale de la admisiune și cele de la intrarea în cilindru cu aplicarea unor ipoteze simplificatoare.

Pierderile gazodinamice introduse de elementele de distribuție (supapă sau sertar) împreună cu canalele de admisiune aferente din chiulasă respectiv din cilindru, au cea mai mare pondere și influențele lor asupra umplerii pot fi apreciate printr-un coeficient de pierderi gazodinamice locale ξ_x sau φ_x . Oricare din acești coeficienți sînt însă dificil de determinat experimental cu suficientă exactitate. Pe de altă parte nu se pot aplica formulele existente în literatură pentru unele cazuri constructive simple care au numai valori orientative ale pierderilor de presiune, de aceea s-au determinat experimental pierderile gazodinamice

pentru cele două elemente de distribuție.

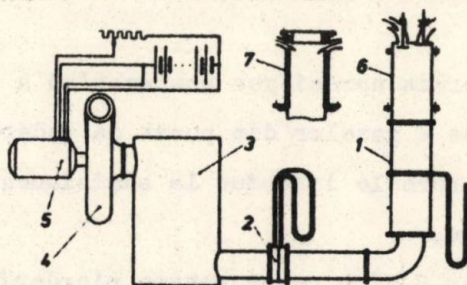


Fig. 3

Instalația experimentală care a permis măsurarea pierderilor de presiune în condițiile curgerii staționare se arată schematic în fig.3. Instalația este formată din tubul vertical 1, conducta orizontală în care s-a amplasat diafragma de măsurare a debitului 2, rezervorul intermediar

pentru amortizarea pulsațiilor de debit 3. Mișcarea aerului prin sistem s-a realizat cu ajutorul unui ventilator centrifugal 4, acționat de un motor electric de curent continuu 5, care a permis modificarea debitului de aer a ventilatorului prin modificarea turației cu ajutorul unui reostat.

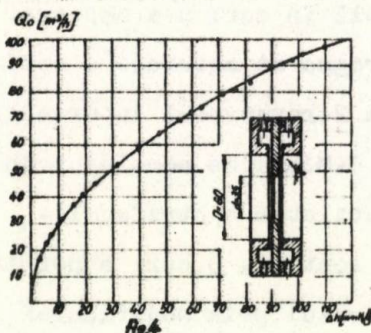
În aceeași figură sînt arătate schematic cele două motoare monocilindrice la care s-au măsurat succesiv pierderile de presiune.

La motorul cu supape 6, asigurarea diferitelor ridicări ale supapei de admisiune s-a realizat cu ajutorul unui dispozitiv simplu cu șurub, iar la motorul cu sertar 7, diferitele poziții ale ferestrelor s-au obținut cu ajutorul unor cale introduse între una din ferestre și canalul respectiv din cilindru.

Debitul de aer Q_a s-a modificat în limitele 20 ... 95 m³/h corespunzătoare consumului teoretic al motorului în intervalul de turații $n = 1050 \dots 5000$ rot/min, interval care cuprinde debitul de aer (68,4 m³/h) admis la turația de 3600 rot/min, caracteristi-

că motorului M-211. Pentru măsurare s-a ales o diafragmă a cărei construcție cu dimensiunile principale precum și curba ei de etalonare sînt arătate în fig.4.

Rezultatele experimentale permit aprecierea comparativă a celor două elemente de distribuție a gazelor din punct de vedere al rezistențelor gazodinamice pe care le introduc la admisiunea încărcăturii proaspete în cilindru.

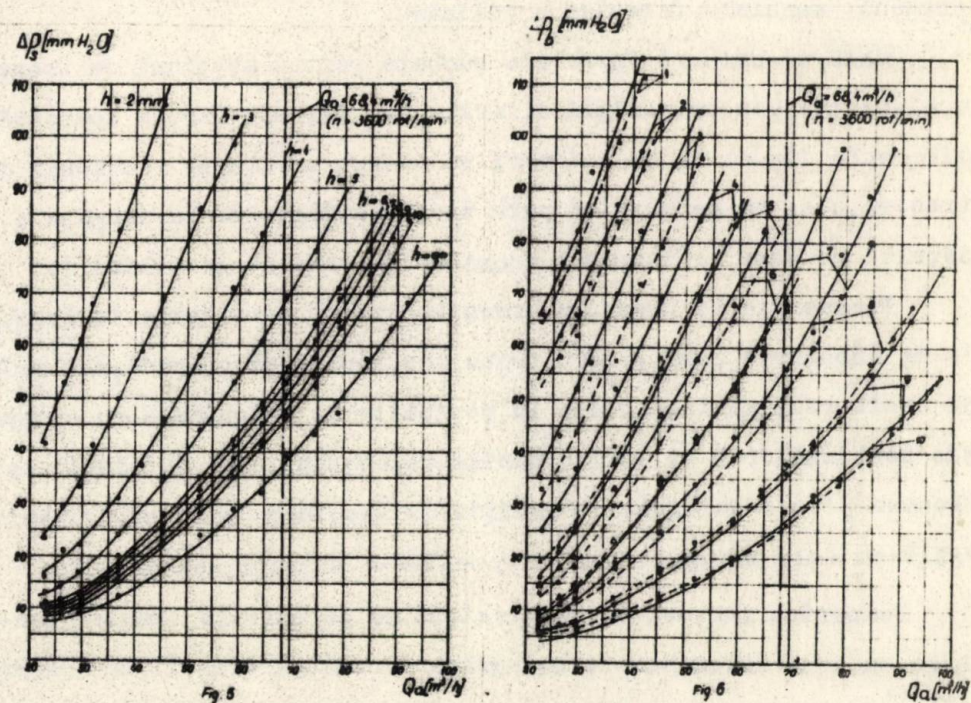


În fig.5 sînt reprezentate pierderile de presiune produse de canalul de admisiune din chiulasă și supapă pentru diferite valori de ridicare a acesteia $h = 2 \dots 10$ mm, funcție de debitul de aer. Cu $h = \infty$ s-a notat variația pierderilor de presiune din canal, supapa fiind demontată.

Se observă că pentru ridicări mici ale supapei, $h = 2 \dots 6$ mm, se înregistrează pierderi mari de presiune ceea ce se explică prin laminarea puternică a curentului de aer la reducerea secțiunii de trecere. În intervalul $h = 6 \dots 10$ mm, care cuprinde și înălțimea maximă de ridicare a supapei ($h = 9,81$ mm) pierderile de presiune sînt foarte apropiate. Se poate deci considera că ridicarea supapei cu $8 \dots 10$ mm este optimă deoarece reducerea pierderilor gazodinamice obținute prin demontarea supapei se datorește mai ales creșterii secțiunii de trecere cu secțiunea ocupată de tija supapei și în măsură mai mică din cauza reducerii devierii curentului de aer.

Pierderile de presiune înregistrate în cazul bușei de dis-

tribuție pentru diferite deschideri ale ferestrelor de admisiune, inclusiv canalele corespunzătoare din cilindru sînt reprezentate în fig.6.



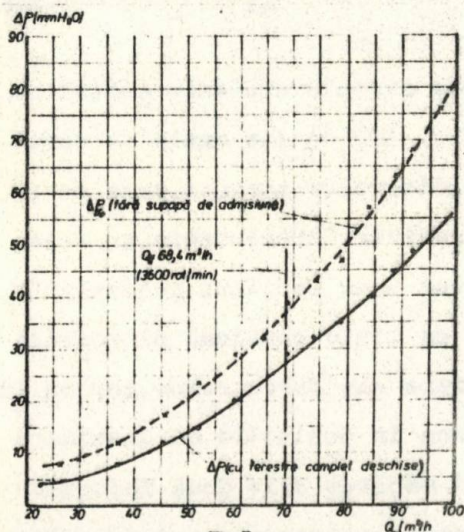
De menționat că ferestrele s-au deschis succesiv astfel ca diferitele secțiuni de trecere (1 ... 10) să fie egale cu secțiunile de trecere corespunzătoare ridicărilor supapei, ceea ce permite să se compare pierderile de presiune înregistrate cu cele două elemente de distribuție în cazul unor secțiuni echivalente. Pe graficul din fig.6 sînt trasate cu linie continuă pierderile de presiune în pozițiile de deschidere ale ferestrelor, iar cu linie întreruptă pierderile de presiune în pozițiile de închidere ale ferestrelor. Se observă, urmărind separat cele două feluri de curbe, că în general are loc o reducere progresivă a pierderilor

de presiune pe măsura deschiderii ferestrelor. Numai între pozițiile 4 ... 6, 9 și 10 pierderile de presiune nu se reduc progresiv, ceea ce se explică prin modul specific de curgere a aerului pe traseul: canale - ferestre - cilindru.

Dacă se compară între ele curbele pentru secțiuni de trecere echivalente, dar cu poziții diferite ale ferestrelor, se constată diferențe din ce în ce mai mari pe măsura creșterii secțiunii de trecere, ceea ce se explică prin traseele diferite de curgere a aerului pe care le formează canalele, ferestrele și cilindrul.

Pierderile de presiune înregistrate cu ferestrele în pozițiile de închidere sînt, pentru toate secțiunile de trecere, mai reduse decît cele cu ferestrele în pozițiile de deschidere, cu excepția secțiunilor 9 și 10. Pierderile corespunzătoare secțiunii de trecere 9 cu ferestrele în poziție de închidere sînt aproximativ egale cu cele înregistrate cu ferestrele complet deschise, 10.

Comparînd pierderile de presiune cu ferestrele complet deschise cu cele înregistrate cu supapa demontată (fig. 7), se observă



reduceri substanțiale ale pierderilor de presiune în cazul bușei de distribuție față de canalul supapei, deși secțiunea de trecere a celor două ferestre (1250 mm^2) este mai mică decît secțiunea porții supapei demontate (1433 mm^2). Aceasta se explică prin variația bruscă de direcție a canalului supapei.

Pentru a compara însă cele două elemente de distribuție s-au trasat, în graficul arătat în fig.8, pierderile de presiune la debit constant (respectiv turație constantă) în funcție de secțiunea de trecere. Curbele pierderilor de presiune s-au trasat pentru șapte valori ale debitului care încadrează întreg domeniul de variație a turației de funcționare a motorului.

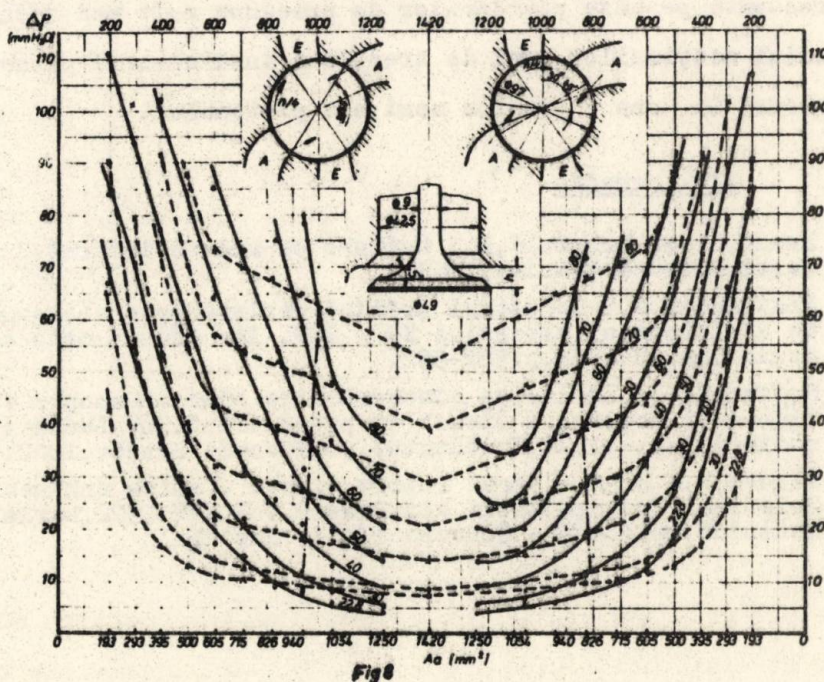


Fig 8

Se observa că pentru toate debitele condițiile de curgere a aerului prin ferestre sînt mai bune și dau pierderi de presiune mai reduse decît supape, în domeniul secțiunilor mari de trecere oferite de cele două elemente de distribuție (domeniul cuprins între curbele reprezentate cu linie - punct).

Pierderile de presiune ale supapei sînt însă mai reduse în domeniul secțiunilor de trecere relativ mici datorită efectului

de dirijare a încărcăturii de către racordarea dintre talerul și tija supapei, iar la secțiuni foarte mici, pierderile de presiune cresc puternic și în cazul supapei.

În concluzie, se poate aprecia că din punctul de vedere al rezistențelor gazodinamice, distribuția prin sertar este mai avantajoasă deoarece este posibilă o umplere mai eficientă cu încărcătură proaspătă pe baza pierderilor de presiune mult mai reduse în domeniul secțiunilor mari de trecere a încărcăturii proaspete, adică tocmai în zona vitezelor mari ale pistonului.

Bibliografie

- [1]. Aramă, C. și Grünwald, B.; Motoare cu ardere internă. București, Editura tehnică, 1966.
- [2]. Abăitancei, D.; Cercetări privind rezistențele sistemului de admisiune al motorului SR - 207. În: Construcția de mașini, nr. 10, 1968, p. 588-592.
- [3]. Hoffmann, V.; Influența sistemului de admisiune asupra funcționării motorului Diesel în patru timpi. În: Lucrări științifice, vol. IV, Institutul politehnic Brașov, 1960.
- [4]. Tănase, F.; High - speed rotary sleeve - valve engine. În: Buletinul Universității din Brașov. Vol. XIV. 1972, seria A Mecanică aplicată - Construcții de mașini.

Frîncu Tănase

CERCETARI COMPARATIVE ALE DISTRIBUTIEI GAZELOR

PRIN SUPAPA SI SERTAR ROTITOR

Rezumat

In lucrare sînt expuse rezultatele unor cercetări privind rezistențele gazodinamice introduse de către un sertar rotitor în comparație cu supapa - ciupercă.

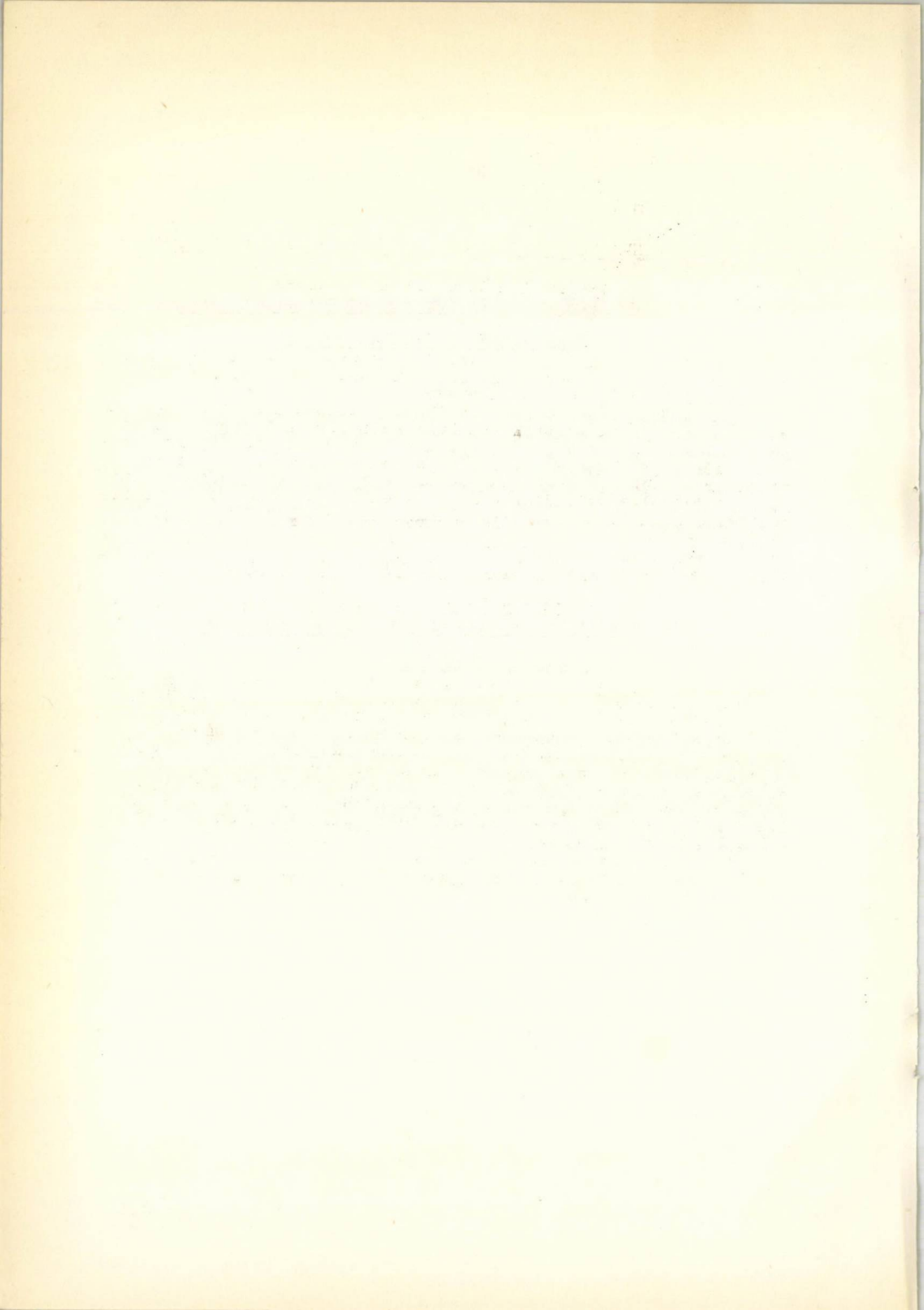
Cele două elemente de distribuție echipează motoare monocilindrice cu aprindere prin scînteie avînd același raport cursă-alezaj și aceeași diagramă a fazelor de distribuție. Experiențele realizate arată că pierderile de presiune introduse de sertarul de distribuție sînt mult mai reduse decît cele introduse de supapă, în domeniul secțiunilor mari de trecere și ca urmare umplerea cilindrului va fi mai eficientă la motorul cu sertar.

COMPARATIVE RESEARCHES OF THE GAS DISTRIBUTION

BY POPPET - VALVE AND SLEEVE - VALVE

Abstract

In the paper are exposed the results of the researches regarding the aerodynamic resistances arised by a sleeve - valve in comparison with the poppet - valve. The two timing elements fit spark ignition single - cylinder engines having the same stroke - bore ratio and the same timing diagram. The tests accomplished indicate that the pressure losses arised by the sleeve - valve are much more diminished than those arised by the poppet - valve in the range of the large throughway areas and therefore the filling efficiency of the cylinder will be better at the sleeve - valve engine.



INFLUENTA FORTEI MOTOARE LA ROATA ASUPRA RIGIDITATII
DE DERIVA A PNEURILOR.

Dr.ing.Gh.Deliu, șef lucrări la
 Universitatea din Brașov;
 Mat.Daniela Marinescu-Iacob;
 C.T.C.E., Brașov.

1. Introducere.

În studiul comportării de direcție (manieabilitate) și de stabilitate a unui automobil, prezintă o mare importanță caracteristicile pneurilor, ca elemente elastice de ghidaj. Este cunoscut, în general, faptul că sub acțiunea unei forțe laterale roata de automobil nu mai rulează în planul său, ci după o direcție care face cu acesta un unghi - numit unghi de derivă. În calculele de stabilitate de primă aproximație, se admite o dependență liniară între forța laterală (Y) și unghiul de derivă (α), de forma

$$Y = D \cdot \alpha, \quad (1)$$

unde mărimea D este numită rigiditate de derivă.

Calcule de stabilitate de o mai mare precizie necesită însă cunoașterea mult mai exactă a caracteristicilor pneurilor, având în vedere că, pe de o parte, caracteristica $Y = f(\alpha)$ este liniară numai pentru unghiuri mici ($\alpha < 2^\circ - 3^\circ$), iar pe de altă parte, rigiditatea de derivă a pneului este funcție atât de sarcina verticală pe roată cât și de forța tangențială între roată și drum.

Efectul forței tangențiale (motoare sau de frinare) asupra rigidității laterale a pneului este unul dintre factorii importanți ce afectează maniabilitatea și stabilitatea unui automobil. Diferența fundamentală între caracteristicile de maniabilitate ale automobilelor cu tracțiune pe față și cele cu propulsie pe spate este determinată aproape exclusiv de către interacțiunea între forța motoare și forța laterală.

Foarte puține lucrări experimentale au fost realizate în acest domeniu particular. Cercetările anterioare au fost limitate exclusiv la încercări pe bancuri cu tambur. După cunoștința noastră, o singură lucrare [1] abordează teoretic acest fenomen.

2. Modelul pneului și efecte de interacțiune.

Un pneu poate fi modelat sub forma unui sistem tridimensional

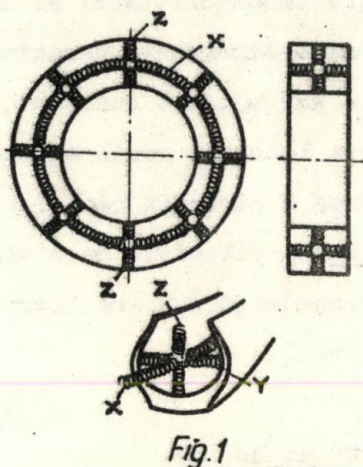


Fig. 1

de resorturi și amortizoare. În primă aproximație, pentru simplificare, vom ignora proprietățile de amortizare ale pneului și ne vom limita la descrierea caracteristicilor sale elastice. Atunci modelul pneului poate fi construit din trei grupe de resorturi simple (fig. 1). Fiecare element al pneului poate fi considerat,

la rândul său, ca fiind constituit din trei resorturi elementare ale căror axe de simetrie sunt reciproc perpendiculare. Să notăm cu C_{x_0} , C_{y_0} și C_{z_0} constantele elastice de bază ale acestor resorturi. Constanta elastică de bază este definită ca raportul forță - deformație al fiecărui resort elementar independent (în ipoteza

cele trei resoarte elementare ar putea lucra independent). In condiții reale aceste trei resoarte sînt conectate într-un singur tot. Această conexiune dă naștere unor efecte de interacțiune care joacă un rol semnificativ în mecanica pneului și poate fi considerată ca un factor important ce afectează maniabilitatea automobilelor. Efectul de „interacțiune” este definit de variația constantei elastice a unui resort elementar, datorită forțelor ce acționează pe celelalte resoarte din interiorul aceluiași element. Cînd

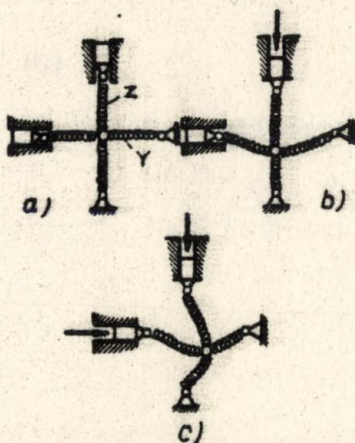


Fig. 2

un element de pneu este supus unor forțe acționînd simultan de-a lungul a două sau trei axe, constantele elastice de-a lungul fiecărei axe variază (fig. 2). Astfel, dacă vom măsura caracteristica forță-deformație a resortului „Y” și în același timp vom aplica o forță progresiv crescătoare pe resortul „Z”, vom constata o descreștere a constantei elastice a primului

resort odată cu creșterea forței pe cel de al doilea.

Fenomenul de descreștere a rigidității unui resort de pe una din direcțiile x, y sau z , ca urmare a încărcării unuia din ceilalți doi, este numit efect primar de reducere a rigidității.

Cînd asupra unuia dintre resoarte se aplică o forță progresiv mai mare, celelalte două fiind încărcate cu sarcini constante, apare un fenomen de descreștere a rigidității primului resort, numit efect secundar de reducere a rigidității. Într-adevăr, o creștere a sarcinii pe Z , de exemplu, va provoca, ca efect primar, o reducere a

rigidității resoartelor X și Y. Acum, forțele constante aplicate lor vor produce deformații mai mari și, datorită faptului că cele trei resoarte sînt legate împreună, o creștere a deformației resoartelor X și Y va provoca o mărire a încovoierii axei resortului Z și de aceea îi va micșora rigiditatea.

3. Caracteristica tridimensională a unui pneu.

Ținînd cont de efectul de interacțiune prezentat mai sus, dependența $Y = Y(\alpha)$ capătă forma, [2]:

$$Y = k_x \sqrt{\frac{\mu Z - X}{Z}} \cdot Z \cdot \alpha. \quad (2)$$

Aceasta conduce la diagrama tridimensională din figura 3.

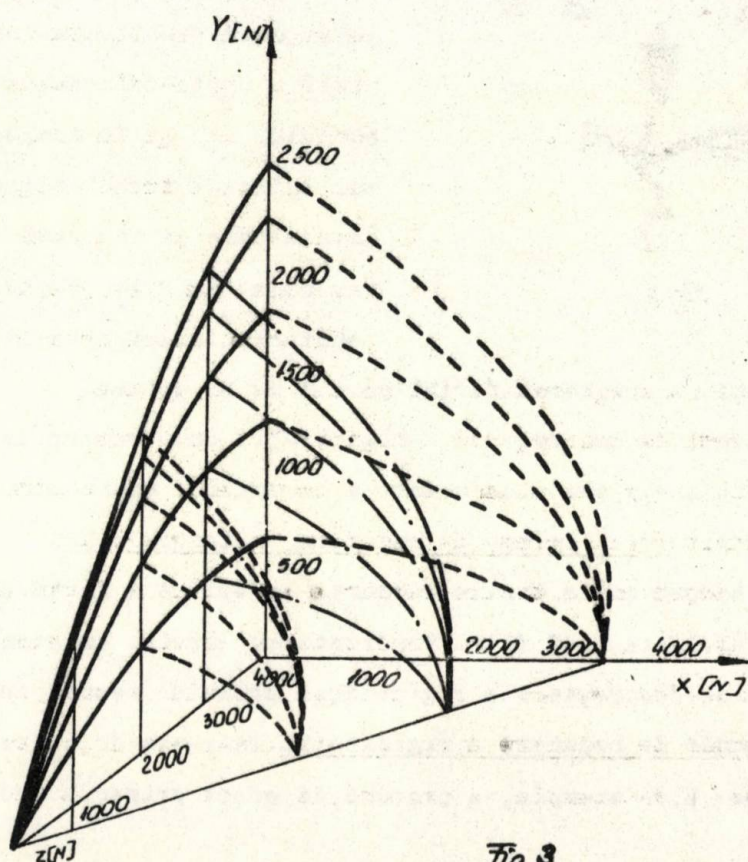


Fig. 3.

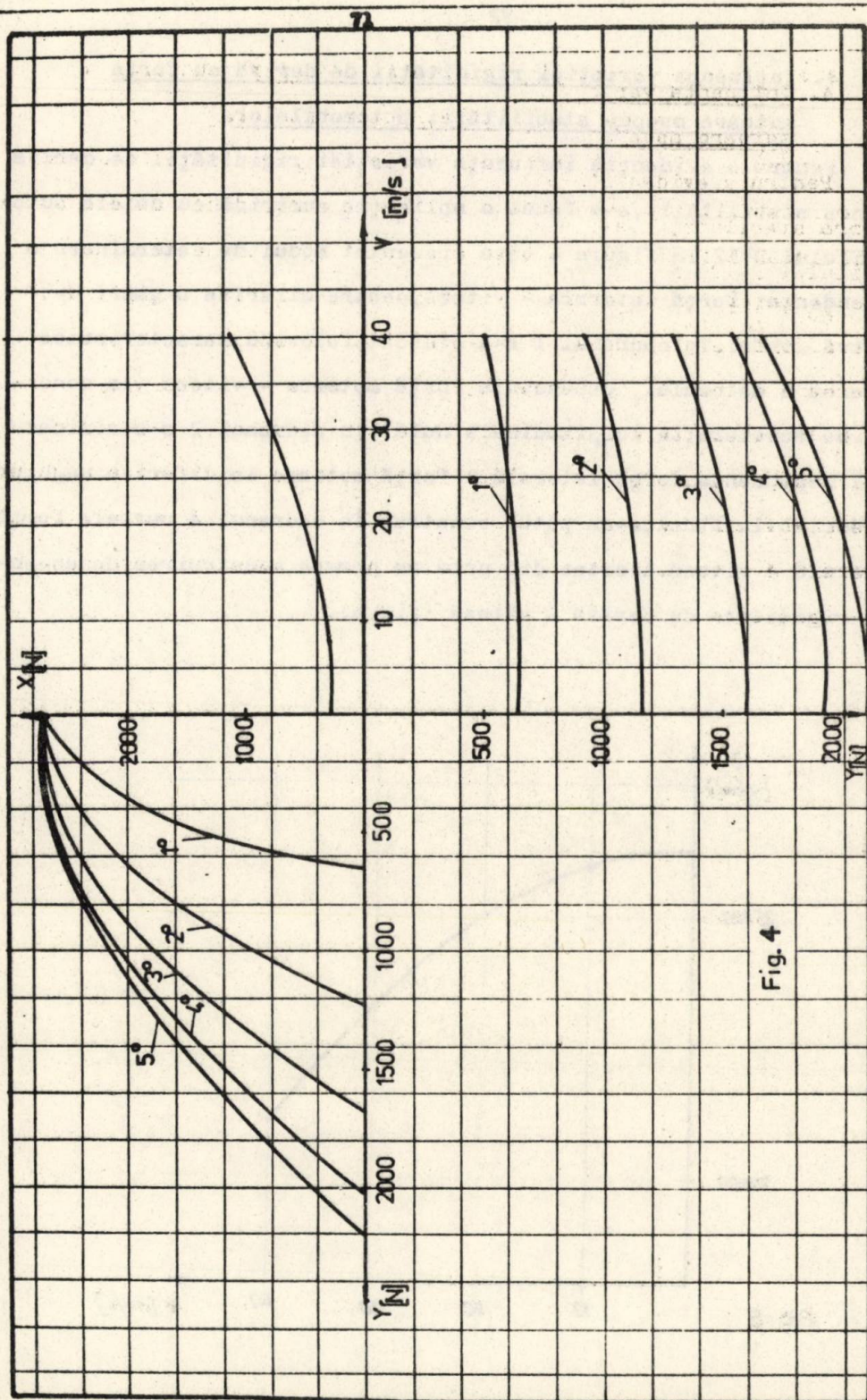


Fig. 4

4. Influența variației rigidității de derivă cu forța motoare asupra stabilității automobilelor.

Pentru a evidenția influența variației rigidității de derivă asupra stabilității, s-a făcut o aplicație numerică cu datele automobilului R-12. În figura 4 este prezentat modul de determinare a dependenței forță laterală - viteză, pentru diferite unghiuri de derivă. Astfel, în cadranul 1 s-a ridicat, folosind caracteristica externă a motorului, dependența forță motoare - viteză (în condiții de accelerație longitudinală nulă). În cadranul 2 s-a ridicat apoi dependența forță laterală - forță motoare la diferite unghiuri de derivă. În final, s-au putut construi în cadranul 4 curbele forță laterală - viteză. Acestea din urmă au permis construirea dependenței rigiditate de derivă - viteză (fig. 5).

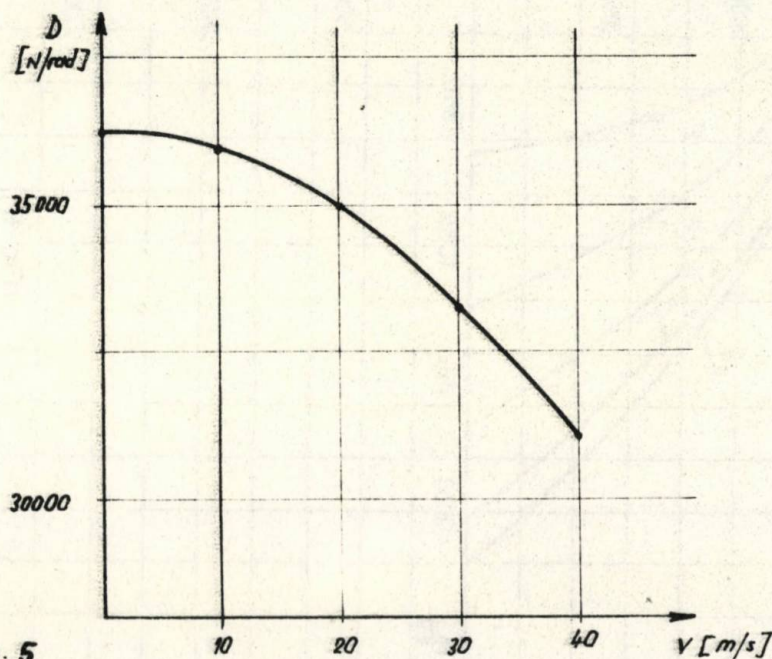


Fig. 5

Drept indice al calităților de maniabilitate (și stabilitate) a fost aleasă „marginea statică”, [3]:

$$x_{ms} = \frac{D_2 l_2 - D_1 l_1}{D_1 + D_2}, \quad (3)$$

unde: D_1, D_2 - rigiditățile de derivă în față și în spate;

l_1, l_2 - distanțele centrului de masă la cele două punți.

Din relația (3) se poate vedea că marginea statică are dimensiune de distanță; într-adevăr ea poate fi interpretată ca fiind distanța de la centrul reacțiunilor laterale la centrul de masă. Dacă se raportează x_{ms} la ampatamentul vehiculului, se obține așa-numita margine statică redusă:

$$x_{ms}^* = \frac{D_2 l_2 - D_1 l_1}{(D_1 + D_2) L} \cdot 100 \% , \quad (4)$$

a cărei dependență de viteză a fost reprezentată în figura 6.

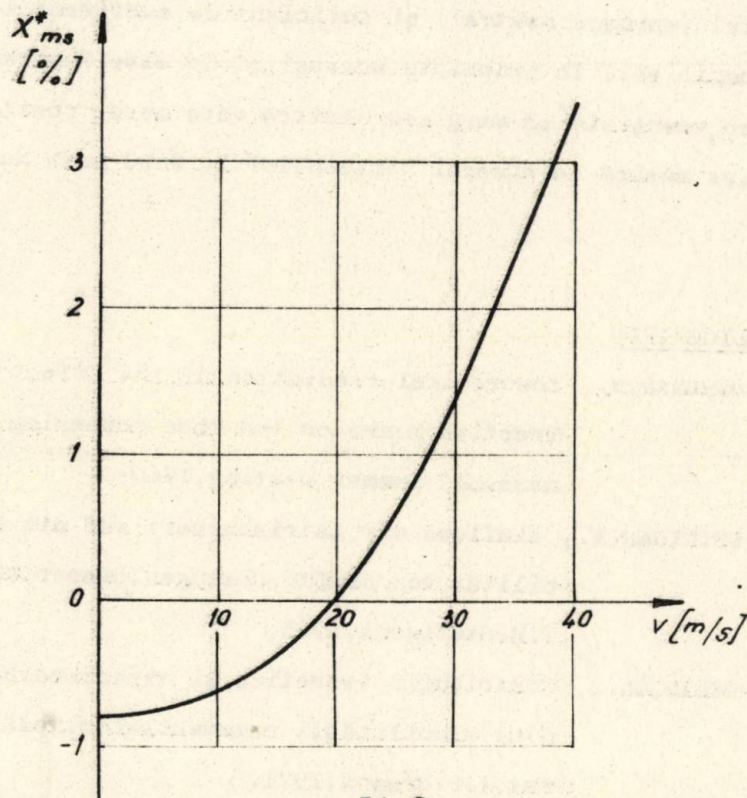


Fig. 6

5. Concluzii.

1. Pentru o forță laterală dată (viraj cu rază și viteză impusă) unghiurile de derivă sînt cu atît mai mari cu cît forța motoare (sau de frinare) este mai mare. Cu alte cuvinte, rigiditatea de derivă reală este o funcție descrescătoare de forța motoare la roată. Numai ținînd cont de caracteristica completă (tridimensională) a unui pneu se poate atinge un grad mai mare de precizie în calculele de stabilitate a automobilelor.

2. Intrucît diagrama din fig. 4 a fost ridicată cu forța motoare în regim staționar (și observînd curbele din cadranul 2), se poate trage concluzia că în regim de accelerare scăderea rigidității de derivă a punții motoare va fi și mai accentuată.

3. Analizînd figura 6, se poate vedea că automobilul R-12 se prezintă (cu 5 persoane la bord) foarte puțin supravirant la viteze mici (aproape neutral) și suficient de subvirant la viteze mari. Situația este în principiu aceeași și la alte încărcări, cu deosebirea „esențială” că marginea statică este mereu pozitivă (și mai mare, pe măsură ce numărul persoanelor la bord este mai mic).

BIBLIOGRAFIE

- [1]. BERGMAN, W., Theoretical Prediction of the Effect of Tractive Force on the Tire Cornering Stiffness. SAE Summer Meeting, 1960;
- [2]. DEINIGER, W., Einfluss der Antriebskraft auf die Fahrstabilität von Kraftfahrzeugen. Dissertation, T.H. Stuttgart, 1963;
- [3]. DELIU, Gh., Contribuții teoretice și experimentale la studiul stabilității automobilelor. Teză de doctorat, I. P. Bragov, 1971.

DELIU GH., MARINESCU D.

INFLUENTA FORTEI MOTOARE ASUPRA RIGIDITATII DE
DERIVA A PNEURILOR

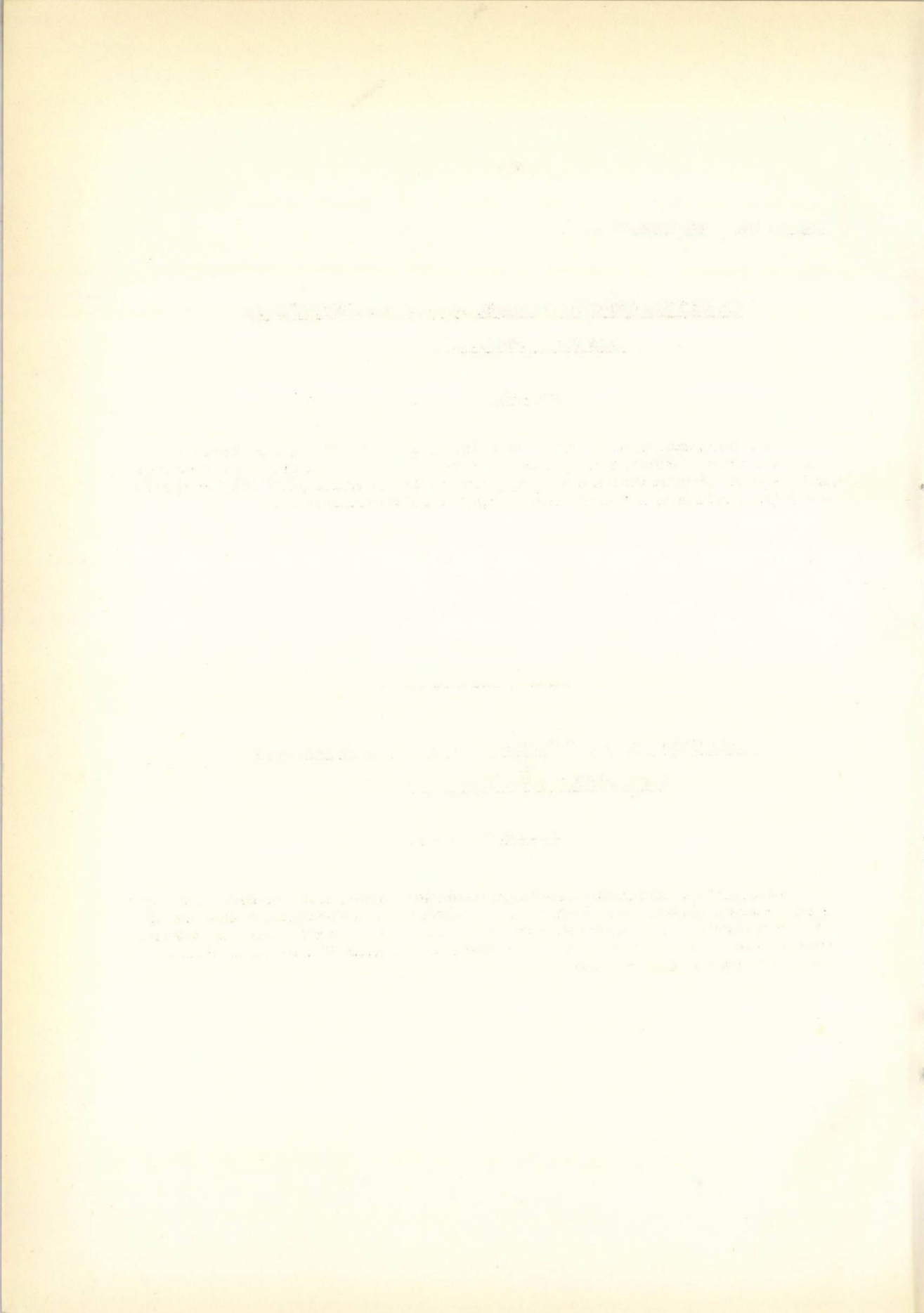
Rezumat

Pe baza modelului tridimensional al pneului și a caracteristicii tridimensionale, se studiază interacțiunea dintre forța motoare și forța laterală, ca și influența variației rigidității cu forța motoare asupra stabilității autovehiculului.

DER EINFLUSS DER TRIEBKRAFT AUF DIE STEIFIGKEIT
DER ABWEICHUNG DER REIFEN

Zusammenfassung

Auf Grund des dreidimensionalen Modelles des Reifens und der dreidimensionalen Charakteristik, wird die Interaktion zwischen der Triebkraft und der Seitenkraft, so wie der Einfluss der Veränderung der Steifigkeit mit der motorischen Kraft auf die Stabilität des Kraftwagens studiert.



ANALIZA FUNCTIONARII SISTEMULUI DE BLOCARE AUTOMATA
A UNUI DIFERENTIAL DE AUTOMOBIL

ing. L.Sandor șef lucrări la Institutul politehnic Cluj

ing. M.Hajdu S.M.A. Jibou jud. Sălaj

ing. P.Brânzaș asistent la Institutul politehnic Cluj

1. Generalități asupra mecanismelor diferențiale cu auto-
blocare parțială

La deplasarea autovehiculelor cu roți pe terenuri cu aderență mică, diferențialele simple ale punților motrice cauzează dificultăți. Momentele transmise pe cei doi arbori planetari, datorită particularității cinematice cunoscute a diferențialelor simetrice, sînt simțitor egale între ele indiferent de turația lor de funcționare. Doar momentele de frecare din diferențial sînt cele care cauzează o mică diferență între momentul celor doi arbori planetari - moment de frecare în general neglijabil. Astfel, dacă o roată motrică ajunge pe un teren cu aderență mică, nici roata cealaltă nu va putea transmite un moment mai mare, deși se află pe teren cu aderență bună. Dacă suma momentelor de la cei doi arbori planetari este insuficientă pentru învingerea momentelor care apar la deplasarea autovehiculului, atunci roata aflată pe terenul cu aderență mică va patina și autovehiculul se va opri.

Rezultă că diferențialele simple în aceste condiții de funcționare provoacă multe complicații. În astfel de situații scad accentuat calitățile de tracțiune și capacitatea de trecere a autovehiculelor pe roți pe terenuri cu aderență mică. Pentru eliminarea acestor pericole și dezavantaje ale diferențialului simplu s-au introdus diferite mecanisme de blocare, prin care se realizează o creștere a momentului transmis de motor, pe roata care se află pe solul cu aderență bună.

Datorită simplității construcției și siguranței mari de funcționare, cel mai frecvent se utilizează diferențialele simple cu mecanisme de blocare facultativă. Acest sistem prezintă o serie de dezavantaje dintre care cele mai accentuate sînt:

- cuplarea elementului de blocare este însoțită de șocuri;
- cuplarea și decuplarea este comandată de conducător, apare deci o manetă de comandă în plus și se reduce manevrabilitatea autovehiculului.

O comportare mai favorabilă în timpul exploatării autovehiculelor se realizează cu diferențiale cu autoblocare, însă și aceste mecanisme au dezavantaje, cele mai importante fiind uzura accentuată datorită presiunilor specifice mari și siguranță mică în funcționare.

Pentru îmbunătățirea calităților de tracțiune și a capacităților de trecere ale autovehiculelor pe roți este necesar un mecanism diferențial care să elimine dezavantajele de mai sus, adică să aibă un coeficient de blocare variabil, cerință îndeplinită de diferențialul cu autoblocare parțială (fig.1) [2].

La acest sistem s-a utilizat un mecanism diferențial cu angrenaje cilindrice, compus din: carcasa 1, care este antrenată de an-

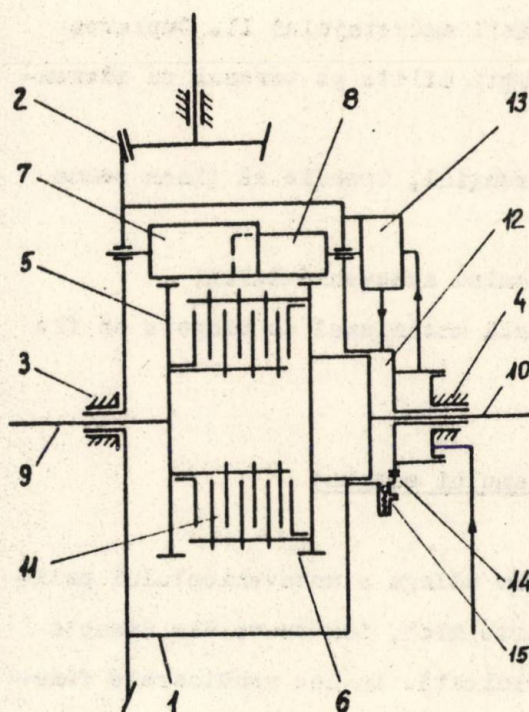


Fig.1

grenaajul conic 2 și fixată în lagărele 3 și 4. Roțile dințate planetare 5 și 6 angrenează cu sateliții 7 și 8, care de asemenea angrenează între ei.

Roțile vehiculului sunt antrenate prin planetarele 9 și 10. Între roțile dințate planetare 5 și 6 se află un ambreiaj cu fricțiune multilamelar 11 normal decuplat. Cuplarea ambreiajului 11 se realizează prin deplasarea axială a planetarei 6 în urma acțiunii cilindrului de comandă 12. Uleiul pentru comanda ambreiajului 11 este

livrat de o pompă de ulei 13 fixată pe carcasa 1 a diferențialului și este antrenată de arborele satelitului 8. Construcția pompei de ulei 13 permite livrarea uleiului în același sens, adică spre cilindrul 12 indiferent de sensul de rotație al satelitului 8. Ieșirea uleiului din cilindrul 12 este asigurată de un ajutor calibrat 14 și de un ventil de siguranță 15. La mersul în curbă pe terenuri cu aderență bună, turația roții satelit 8 este redusă și deci uleiul livrat de pompa 13 se elimină prin ajutorul calibrat 14, fără creșterea sensibilă a presiunii, deci fără cuplarea ambreiajului.

În situația în care o roată este pe un teren cu aderență redusă, din cauza patinării acestei roți crește turația și debitul pompei 13, se depășește debitul de ulei ce poate trece fără pierderi mari de presiune prin ajutorul 14, adică se asigură creșterea

presiunii uleiului, necesară cuplării ambreiajului 11. Cuplarea ambreiajului asigură antrenarea roții aflate pe terenul cu aderență bună.

Pentru a proiecta acest diferențial, trebuie să ținem seama de următoarele condiții:

- gabaritul să nu modifice lumina autovehiculului;
- sistemul automat care comandă mecanismul de blocare să fie un sistem stabil.

2. Analiza stabilității sistemului automat

Se va lua cazul cînd roata din stînga a autovehiculului patinează pe un teren cu aderență foarte mică, iar roata din dreapta rulează pe un teren cu aderență ridicată. Au loc următoarele fenomene: datorită turației ω_s pompa va avea turația $\Delta\omega$ (fig.2) și un debit Q care creează o presiune p în cilindru, care la rîndul ei va crea forța F . Datorită forței F apare un moment M_a al ambreiajului, care modifică turația ω_D a roții din dreapta.

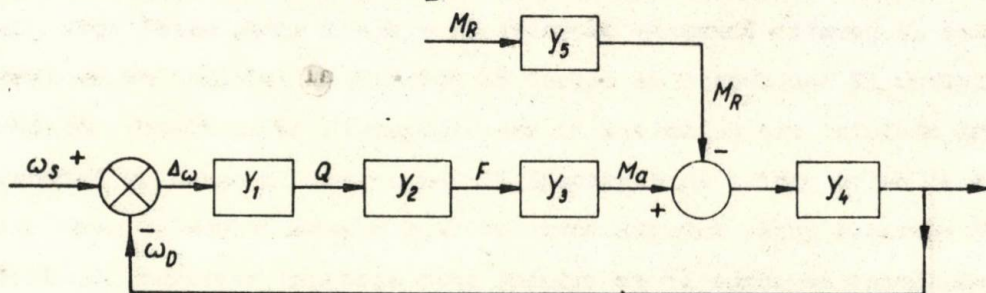


Fig.2

Astfel, sistemul automat este cu autoreglare, liniar și primește două semnale simultane. Se poate exprima deci o funcție generală de transfer separat între mărimea de ieșire și fiecare sem-

nal în parte, considerându-se succesiv că unul dintre semnale este nul [1] :

$$\omega_D = Y_O \cdot \omega_S + Y_{M_R} \cdot M_R \quad (1)$$

Funcțiile de transfer Y_O și Y_{M_R} vor fi:

$$Y_O = \left. \frac{\omega_D}{\omega_S} \right|_{M_R=0} = \frac{y_1 \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4}{1 + y_1 \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4} \quad (2)$$

$$Y_{M_R} = \left. \frac{\omega_D}{M_R} \right|_{\omega_S=0} = \frac{y_4 \cdot y_5}{1 - y_1 \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5} \quad (3)$$

Ținând cont că funcția de transfer y_5 are valoarea $y_5 = -1$ relația (3) devine:

$$Y_{M_R} = \left. \frac{\omega_D}{M_R} \right|_{\omega_S=0} = - \frac{y_4}{1 + y_1 \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4} \quad (4)$$

Înlocuind relația (2) și (4) în (1), funcția generală de transfer obținem:

$$\omega_D = \frac{y_1 \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4}{1 + y_1 \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4} \omega_S - \frac{y_4}{1 + y_1 \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4} M_R \quad (5)$$

Aplicând operatorul complex al lui Laplace, funcțiile de transfer ale blocurilor devin:

$$y_1 = \frac{Q}{\Delta \omega} = k_1 ; y_2 = \frac{F}{Q} = k_2 ; y_3 = \frac{M_S}{F} = k_3 ; y_4 = \frac{\omega_D}{\Delta M} = \frac{c \cdot k_4}{s}$$

Se obține astfel sistemul din figura 3. Valorile constantelor k și c sînt date în tabelul 1.

Funcția generală de transfer a sistemului din figura 3 este:

$$\omega_D = \frac{1}{c \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} \frac{1}{s + 1} \left(\omega_S - \frac{1}{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3} M_R \right) \quad (6)$$

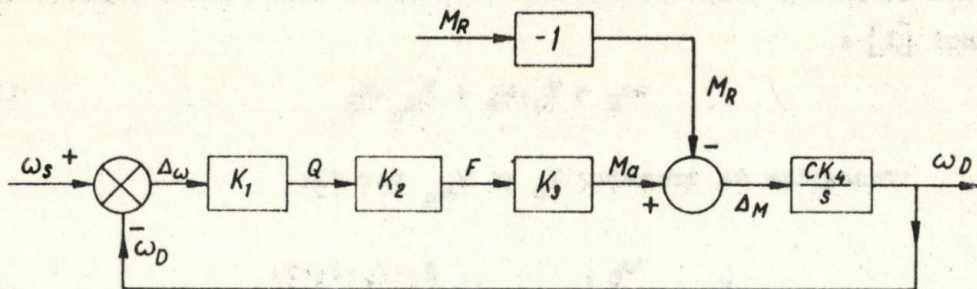


Fig.3

Tabelul 1

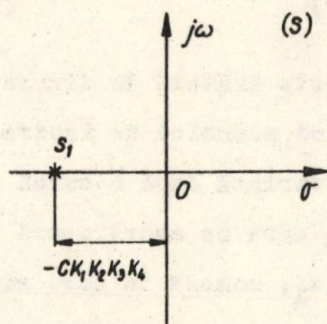
Funcții de transfer	Constantele c și k	Observații
$Q = D.b.m. \cdot \gamma \frac{Z_s}{2 \cdot Z_p} (\omega_s - \omega_D)$ $\omega_s - \omega_D = \Delta \omega$ $y_1 = \frac{Q}{\Delta \omega} = D.b.m. \cdot \gamma \frac{Z_s}{2 \cdot Z_p}$	$k_1 = D.b.m. \cdot \gamma \frac{Z_s}{2 \cdot Z_p}$	D-diametrul cercului de divizare; b-lățimea danturii; m-modul; γ-randamentul de umplere; Z _s -numărul de dinți ai planetarului; Z _p -numărul de dinți ai roții de la axa pompei;
$F = 3,7 \cdot A_c \cdot Q$ $y_2 = \frac{F}{Q} = 3,7 \cdot A_c$	$k_2 = 3,7 \cdot A_c$	A _c -suprafața pistonului
$M_a = R_m \cdot i \cdot \mu \cdot F$ $y_3 = \frac{M_a}{F} = R_m \cdot i \cdot \mu$	$k_3 = R_m \cdot i \cdot \mu$	R _m -raza medie a ambreiajului; i-numărul de suprafețe active; μ-coeficientul de frecare
$\Delta M = M_a - M_R$ $M_R = \frac{W_f \cdot r}{2} (1 - \frac{1}{\lambda})$ $y_4 = \frac{\omega_D}{\Delta M} = \frac{c \cdot 2}{m_1 \cdot r^2 + I_{RD}} \frac{1}{s}$	$c = \frac{\lambda}{\lambda - 1}$ $k_4 = \frac{2}{m_1 \cdot r^2 + I_{RD}}$	W _f -rezistența la rostogolire; r-raza roții motrice; λ-coeficient de blocare; m ₁ -masa mașinii; I _{RD} -momentul de inerție al roții din dreapta

2.1. Analiza stabilității absolute

Condiția ca sistemul să fie stabil este ca rădăcinile ecuației caracteristice să se afle în semiplanul stîng al planului complex [3]. Ecuația caracteristică a sistemului este:

$$\frac{1}{c \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} s + 1 = 0, \quad (7)$$

iar rădăcina ei (reprezentată în figura 4):



$$s_1 = -c \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4$$

Existența polului real negativ așezat în semiplanul stîng al planului complex demonstrează stabilitatea absolută a sistemului.

Fig.4

2.2. Determinarea stabilității prin analiza modului de variație a semnalului de ieșire

În vederea reprezentării grafice a semnalului de ieșire se aduce funcția generală de transfer (6) la forma unei ecuații diferențiale lineare:

$$\frac{1}{c \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} \frac{d\omega_D}{dt} + \omega_D = \omega_S - \frac{1}{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3} M_R \quad (8)$$

Considerînd:

$$\omega_S - \frac{1}{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3} M_R = b > 0,$$

semnal treaptă, și notînd $K = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4$, ecuația (8) va avea forma:

$$\frac{1}{c \cdot K} \frac{d\omega_D}{dt} + \omega_D = b \quad (9)$$

Soluția generală a ecuației (9) este:

$$\omega_D(t) = C_1 \cdot e^{-tcK} + b. \quad (10)$$

Avînd condiția inițială pentru $t = 0$, $\omega_D(t) = 0$ rezultă că:

$$C_1 + b = 0, \text{ de unde } C_1 = -b.$$

Înlocuind C_1 în relația (10) se obține soluția ecuației diferențiale:

$$\omega_D(t) = b(1 - e^{-tcK}) \quad (11)$$

Reprezentarea grafică a lui $\omega_D(t)$ este arătată în figura 5.

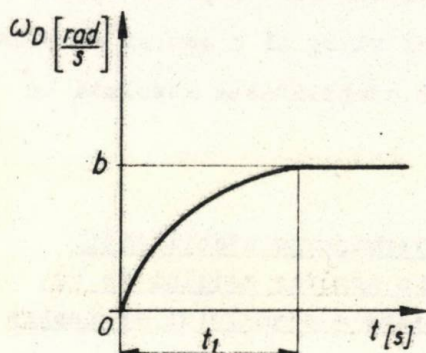


Fig.5

Analizînd semnalul de ieșire se observă că variază după o curbă exponențială, care se amortizează după un timp t_l , moment în care sistemul intră în domeniul staționar. Valoarea duratei de autoblocare t_l variază în funcție de coeficientul de blocare.

Prin analiza planului s și a modului de variație a semnalului de ieșire, rezultă că sistemul este stabil, atît din punct de vedere al stabilității absolute, cît și al stabilității relative.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Hăngănuț, M., Automatică. București, Editura didactică și pedagogică, 1971.
- [2]. Sandor, L., Considerații asupra comportării diferitelor sisteme de diferențiale cu autoblocare parțială pe teren cu aderență bună. Bul. I.P.C. nr.14, seria mecanică, 1971.
- [3]. Vazaca, C., Analiza și sinteza sistemelor automate liniare, București, Editura academiilor R.S.R., 1961.

L.Sandor, M.Hajdu, P.Brânzaş

ANALIZA FUNCTIONARII SISTEMULUI DE BLOCARE AUTOMATA
A UNUI DIFERENTIAL DE AUTOMOBIL

Rezumat

In vederea stabilirii parametrilor constructivi ai elementelor de automatizare de la un diferenţial cu autoblocare parţială, se studiază stabilitatea absolută şi stabilitatea relativă a construcţiei propuse.

THE ANALYSIS OF THE AUTOMATIC LOCKING SYSTEM
OF AN AUTOMOBILE DIFFERENTIAL MECHANISM

Summary

In order to establish the constructive parameters of the automatization parts of a differential mechanism with partial locking, the absolute and relative stabilities of the proposed design are studied.

CONTRIBUTII LA STUDIUL CONFORTABILITATII TERMICE

A AUTOBUZELOR

Dr.ing. V. Hoffmann, profesor la Universitatea din Braşov

Dr.ing. M. Untaru, profesor la Universitatea din Braşov

Ing. N. Serbănoiu, asistent la Universitatea Braşov

Asigurarea condiţiilor de confort termic pasagerilor şi personalului de deservire al autovehiculelor ridică numeroase pretenţii faţă de microclima din interiorul autovehiculelor.[1],[2].

Microclima salonului de pasageri este influenţată atât de condiţiile de exploatare a autovehiculului (schimbarea turaţiei motorului, a vitezei de deplasare a autovehiculului, a numărului de persoane transportate, a frecvenţei deschiderii uşilor, etc.) cât şi de condiţiile climaterice exterioare. În asigurarea confortului termic un rol important are buna funcţionare a sistemului de încălzire şi ventilare a salonului de pasageri care trebuie să asigure temperatura necesară independent de modificările condiţiilor de exploatare.

Pentru a cunoaşte comportarea în condiţiile climaterice din ţara noastră a unor autobuze, de tip urban şi interurban, în cadrul Universităţii din Braşov s-au efectuat studii ample privind comportarea sistemelor de încălzire şi ventilare ale acestor autobuze, precum şi a posibilităţilor menţinerii parametri-

lor în salonul de pasageri în cadrul domeniului de confort termic. S-au făcut măsurători privind variația temperaturii, a umidității și a conținutului de CO_2 în salonul de pasageri pentru diferite regimuri de exploatare, obținute atât prin schimbarea turației motorului, cât și a vitezei de deplasare a autobuzelor.

Influența condițiilor climaterice exterioare asupra microclimei din salonul de pasageri poate fi stabilită prin încercări efectuate în condiții climaterice variate. Întrucât obținerea condițiilor atmosferice dorite necesită un timp îndelungat de așteptare, iar menținerea lor pe întreaga perioadă a experiențelor este imposibilă, apare necesitatea extrapolării datelor experimentale prin imbinarea studiului experimental cu cel teoretic.

Fiecare din cele două tipuri de autobuze încercate dispunea de trei agregate de încălzire care foloseau ca agent cald apa din sistemul de răcire al motorului. Primul agregat, notat cu C_1 , încălzea fie aerul proaspăt introdus în salonul de pasageri, fie aerul recirculat. Celelalte două agregate de încălzire (C_2 și C_3) încălzesc aerul recirculat. În funcție de necesități agregatele de încălzire pot să funcționeze simultan sau separat.

Bilanțul termic al salonului de pasageri poate fi scris pentru autobuzele studiate prin ecuația:

$$Q_{C_1} + Q_{C_2} + Q_{C_3} + n \cdot Q_p = Q_{c.p} + Q_{c.n} \quad (1)$$

în care:

Q_{C_1} , Q_{C_2} și Q_{C_3} sînt debitele calorice ale agregatelor de încălzire C_1 , C_2 respectiv C_3 ;

n - numărul de pasageri;

Q_p - căldura degajată de un pasager;

$Q_{c.p}$, $Q_{c.n}$ - căldura cedată spre exterior prin pereți, res-

pectiv prin neetangeități.

Notînd cu:

t_{C_1} , t_{C_2} și t_{C_3} - temperaturile aerului la ieșirea din agregatele de încălzire C_1 , C_2 respectiv C_3 ;

D_{C_1} , D_{C_2} și D_{C_3} - debitul de aer ale agregatelor de încălzire;

t_s - temperatura aerului în salonul de pasageri;

t_a - temperatura aerului atmosferic;

c_p - căldura specifică a aerului la presiune constantă;

K_F - coeficientul global de schimb de căldură prin pereți;
 rezultă pe baza ecuației (1) următoarea expresie pentru determinarea temperaturii în salonul de pasageri:

$$t_s = \frac{t_{C_1}}{2D_{C_1}} \left(\frac{K_F}{c_p} + D_{C_2} + D_{C_3} \right) \cdot$$

$$\cdot \left[\sqrt{1 + \frac{4D_{C_1}(D_{C_1}t_{C_1} + D_{C_2}t_{C_2} + D_{C_3}t_{C_3} + \frac{K_F}{c_p} \cdot t_a + \frac{nQ_p}{c_p})}{t_{C_1} \left(\frac{K_F}{c_p} + D_{C_2} + D_{C_3} \right)}} - 1 \right] \quad (2)$$

Relația (2) permite determinarea temperaturii medii a aerului în salonul de pasageri în funcție de numărul pasagerilor, a temperaturii exterioare și a modului de funcționare a agregatelor de încălzire.

Coeficientul de schimb global de căldură prin pereți K_F , din expresia 2, definit prin raportul:

$$K_F = \frac{Q_{cp}}{t_s - t_a} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h.grd}} \right] \quad (3)$$

poate fi determinat pe cale experimentală.

Determinările în vederea stabilirii valorii coeficientului

de schimb global prin pereți s-au efectuat în condițiile deplasării autobuzelor fără pasageri și fără funcționarea agregatelor de încălzire C_2 și C_3 . În acest caz ecuația (1) se poate aduce la forma:

$$Q_{c.p} = Q_{C_1} - Q_{c.n} \quad (4)$$

relație în care:

$$Q_{C_1} = D_{C_1} c_p (t_{C_1} - t_a) \quad (5)$$

și

$$Q_{c.n} = D_{C_1} \cdot c_p (t_p - t_a) \quad (6)$$

în care:

t_p - temperatura cu care se evacuiază aerul din salonul de pasageri.

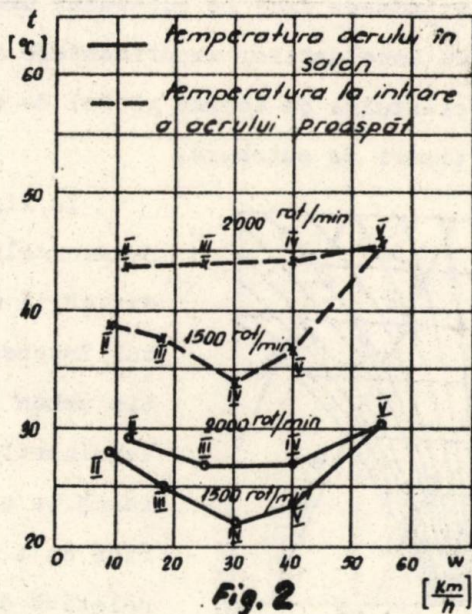
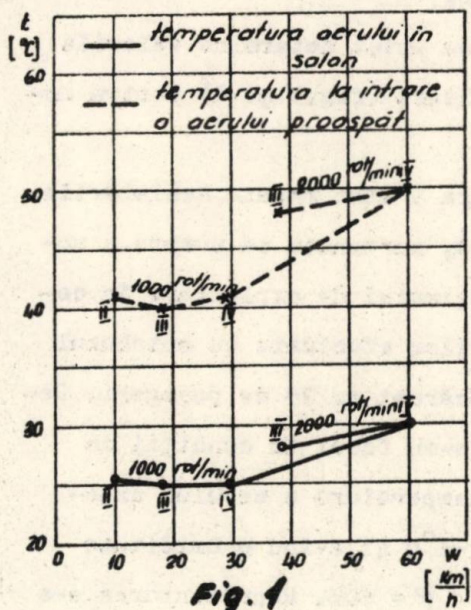
Măsurătorile efectuate cu ocazia determinării cîmpului de temperatură din interiorul autobuzelor au arătat că temperatura medie a aerului în salonul de pasageri poate fi considerată media geometrică a temperaturii aerului cald introdus prin agregatul de încălzire și temperatura la care se evacuiază aerul din salonul de pasageri (temperatura aerului în zona pereților):

$$t_s^2 = t_{C_1} \cdot t_p \quad (7)$$

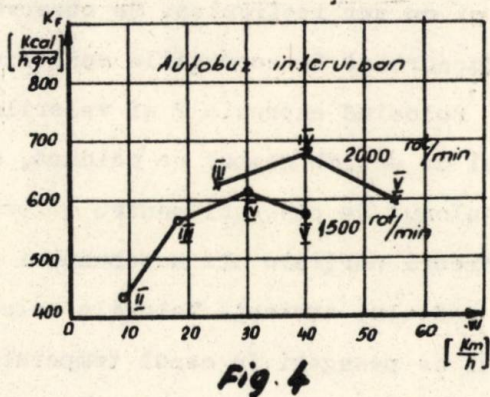
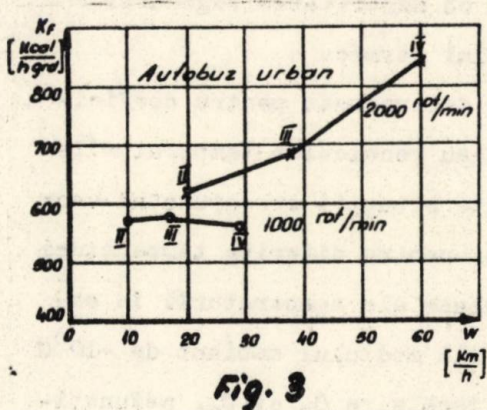
Cunoscînd, pe baza relației 4, valoarea căldurii cedate prin pereți $Q_{c.p}$, expresia 3 permite evaluarea coeficientului de schimb global de căldură K_F .

În figurile 1 și 2 sînt redată valorile temperaturii la intrarea aerului cald (t_{C_1}) precum și valorile temperaturii medii în salonul de pasageri, pentru autobuzul urban respectiv interurban. Determinările s-au efectuat în regim de exploatare variabil, realizat atît prin schimbarea turației motorului cît și prin mo-

dificarea treptelor de viteză.



Pentru autobuzul tip urban experiențele s-au efectuat la turațiile motorului de 1000 și 2000 rotații pe minut, iar la autobuzul interurban la turațiile de 1500 și 2000 ture pe minut.



După cum rezultă din măsurători variațiile temperaturii aerului din salonul de pasageri al autobuzului interurban sînt

neînsemnate ($\Delta t = 2,5 - 3^\circ\text{C}$) valori mai mari până la $\Delta t = 7^\circ\text{C}$ constatându-se însă la autobuzul urban.

Pe baza datelor experimentale s-au putut determina valorile coeficientului de schimb global de căldură (fig.3 și 4) pentru ambele tipuri de autobuze.

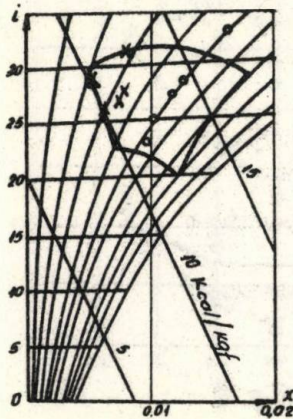


Fig. 5

În figura 5 sînt redată schimbările de microclimă, survenite ca urmare a modificării regimului de exploatare în cazul încercărilor efectuate cu autobuzul tip urban încărcat cu 75 de pasageri. Determinările s-au făcut în condiții de iarnă la o temperatură a aerului exterior de $t \approx -1^\circ\text{C}$ și avînd o umiditate relativă de $\varphi = 80\%$. Reprezentarea s-a făcut în diagrama entalpie (i) - conținut de umiditate (x). În diagramă sînt indicate principalele regimuri de funcționare, atît în cazul încălzirii cu aer proaspăt cît și cu aer recirculat. Se observă că majoritatea regimurilor se încadrează în condițiile confortului termic.

Folosind expresia 2 și valorile determinate pentru coeficientul de schimb global de căldură, s-au recalculat temperaturile în salonul de pasageri pentru diferite situații corespunzînd unor încărcări parțiale ale autobuzului și pentru diferite temperaturi ale mediului ambiant. Valorile calculate ale temperaturii în salonul de pasageri în cazul temperaturii mediului ambiant de -10°C au arătat utilitatea agregatelor de încălzire C_2 și C_3 , nefuncționarea cărora ar duce în cazul încălzirii parțiale a autobuzelor la valori inadmisibil de scăzute a temperaturii salonului de pasageri.

Metodica de experimentare folosită în lucrare poate fi utilizată la orice tip de autovehicul, datele obținute permitând o apreciere bună a comportării autovehiculului în diferite condiții de exploatare. La rândul lor relațiile de calcul prezentate permit aprecierea temperaturii medii în salonul de pasageri și pot fi folosite de proiectant la alegerea și dimensionarea agregatelor de încălzire și ventilare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] . Frank, W., Behr, I. Fragen der Beheizung und Belüftung von Kraftfahrzeugen. Revista ATZ 73 din 1971 nr.10 pag.369-376.
- [2] . Stolz, A. Heutige Anforderungen an Heizung, Lüftung, Scheibenentfrostung und Trochung im Personenwagen. Revista ATZ 72 din 1970 nr.12 pag.437 - 441.

HOFFMANN V., UNTARU M., SERBANCIU N.

CONTRIBUTII LA STUDIUL CONFORTABILITATII TERMICE

A AUTOBUZELOR

Rezumat

În lucrare se prezintă metoda de apreciere a confortabilității termice a autobuzelor, precum și relațiile de calcul privind determinarea temperaturii medii în salonul de pasageri în regimuri climatice variate.

Experiențele efectuate pe un autobuz de tip urban și pe un autobuz tip interurban au permis determinarea valorii numerice a coeficienților folosiți în calcule.

BEITRÄGE ZUR ERFORSCHUNG DER THERMISCHEN AUSSTATTUNG VON

AUTOBUSSEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Methodik zur Einschätzung der thermischen Ausstattung von Autobussen dargestellt sowie die Rechenverfahren zur Bestimmung der Durchschnittstemperatur im Raum für die Fahrgäste unter klimatisch veränderlichen Verhältnissen.

Die auf einem Stadtverkehrsautobus sowie auf einem Überlandverkehrsautobus durchgeführten Versuche haben es ermöglicht, die numerischen Werte der bei den Rechnungen verwendeten Kennziffern zu bestimmen.

RIDICAREA CALITATILOR DE TRACTIUNE ALE AUTOTRENURILOR

FORESTIERE DE CONSTRUCTIE ROMANEASCA, PRIN

FOLOSIREA SEMIREMORCILOR ACTIVE

ACTIONATE HIDROSTATIC

Ing. Gh.Apetrei, Universitatea din Braşov ;

Dr.ing.E.Ionescu, Universitatea din Braşov.

1. Introducere

Transportul rutier reprezintă una din verigile principale în economia oricărei ţări. În particular transportul forestier, avînd în vedere cantitatea mare de masă lemnoasă de care dispune ţara noastră, ocupă în economia naţională unul dintre cele mai importante domenii de activitate.

În transportul lemnului, mai ales pe distanţe mari, o largă utilizare o ocupă transportul cu autotrenuri. În lucrarea[2] se face o analiză critică cu privire la stadiul actual al dezvoltării transportului forestier (cu autotrenuri) la nivel mondial şi în ţara noastră.

Studiul efectuat a dus la concluzia că autotrenurile forestiere folosite în ţara noastră au calităţi inferioare tipurilor de autotrenuri din alte ţări (R.R.S.S., Canada, Finlanda, Anglia) în primul rînd ca urmare a unei necorelări corespunzătoare între sarcina utilă şi puterea instalată. Aşa de exemplu, autotrenul ATFloU folosit în momentul de faţă, dispune de o rezervă de putere (motor SR 211) de circa 40%.

Pe de altă parte este cunoscut faptul că la viteze scăzute calităţile de tracţiune ale unui autovehicul pe pneuri sînt limi-

tate nu de puterea motorului ci de limitele de aderență cu solul.

În vederea îmbunătățirii calităților de tracțiune ale autotrenurilor se manifestă ca o tendință generală, la nivel mondial, creșterea coeficientului greutatei aderente prin folosirea de autotocamioane cu toate punțile motoare. Pe de altă parte, în unele țări se studiază posibilitatea folosirii semiremorcilor active, obținându-se în felul acesta un coeficient al greutatei aderente ($K_a = 1$).

O serie de cercetători din diferite țări [1,3] au efectuat studii laborioase în vederea găsirii soluției optime prin care să se realizeze activarea semiremorcilor. Cercetătorul Ralp W. Holmes [3] indică 3 căi principale: mecanică, electrică, hidrostatică.

Având în vedere pe de o parte avantajele pe care le prezintă sistemele hidraulice, iar pe de altă parte progresele realizate în țara noastră în această direcție, există posibilitatea construirii de semiremorci active cu acționare hidrostatică.

2. Descrierea sistemului de acționare

În fig.1, este prezentată schema de principiu a acționării hidrostatice a semiremorcii.

Puterea disponibilă a motorului în anumite condiții de deplasare este convertită de priza suplimentară de putere și transformată în energie hidraulică de către pompa P_v și sistemul de comandă și reglaj CR. Energia hidraulică este transmisă prin intermediul conductelor I (de înaltă presiune) la motoarele hidrau-

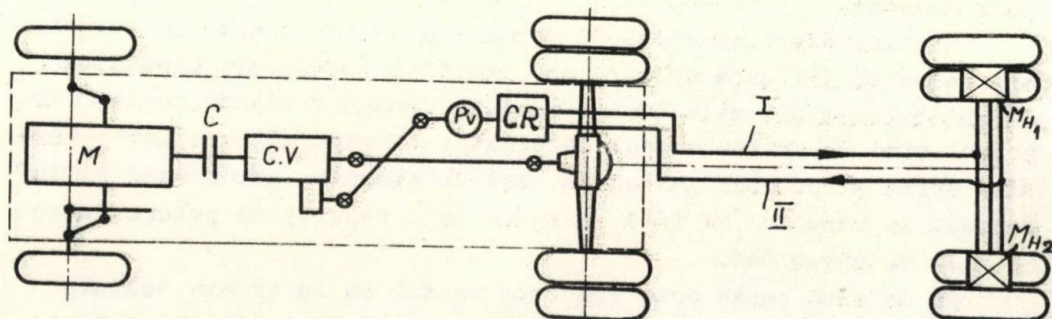


Fig.1

lice de joasă turație cu pistonage radiale MH_1 și MH_2 montate în roțile semiremorci. Readucerea lichidului de lucru în rezervorul instalației se face prin conducta II (de joasă presiune).

Schema desfășurată a sistemului hidrostatic folosit este prezentată în fig.2.

Sistemul hidrostatic se compune din: pompa de debit variabil 1, care asigură alimentarea circuitului, de acționare, supapele de sens pentru alimentare 2, distribuitorul de alimentare 3, supapa de siguranță a circuitului de alimentare 4, pompa de alimentare 5, (completează debitul pierdut prin scăpări), filtrul 6, răci-torul 7, supapele de siguranță 8 și 9 ale circuitului de deplasa-re, distribuitorul "cruce - paralel" 10 (asigură cuplarea pentru mers înainte, remorcare liberă și mers înapoi), motoarele hidrosta-tice 11, și sistemul de reglaj automat de putere 12.

3. Calitățile de tracțiune ale autotrenului cu semiremorcă activă.

Calitățile de tracțiune ale autotrenului cu semiremorcă ac-tivă vor fi puse în evidență avînd în vedere particularitățile transportului forestier și anume:

- circa 80% din transport se desfășoară în anotimpurile: toamnă, iarnă, primăvară, deci pe drumuri cu aderență scăzu-tă: zăpadă, polei, drum umed;
- surplusul de forță de tracțiune din condiția de aderență este necesar la viteze mici (viteza I-a), forța de tracți-une din condiția de motor fiind suficientă pentru deplasa-rea autovehiculului atît în cazul autotrenului cu semire-morcă pasivă cît și activă.

Forța de tracțiune din condiția de motor și de aderență, cu notațiile din fig.3, va fi:

a) după motor:

- autotren cu semiremorcă pasivă

$$F_m = \frac{M_m \cdot i_{01} \cdot \eta_m}{r_1} \quad (1)$$

- autotren cu semiremorcă activă

$$(F_m)_{\alpha} = F_m' + F_{mH} = \frac{M_m' \cdot i \cdot \eta_m}{r_1} + \frac{M_H \cdot \eta_H}{r_2} \quad (2)$$

și

$$M_m' \cdot \eta_m + M_H \cdot \eta_H = M_m$$

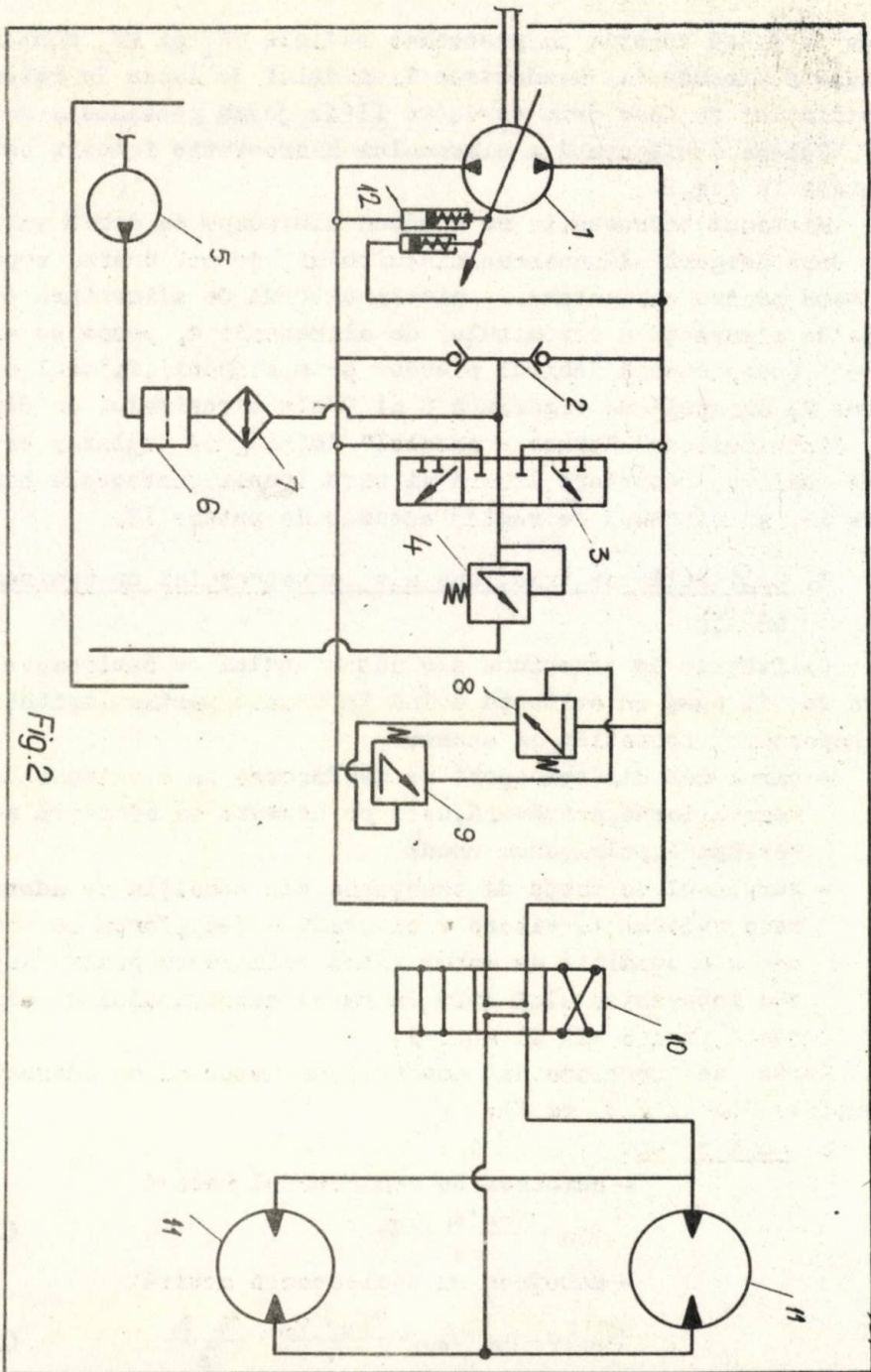


Fig. 2

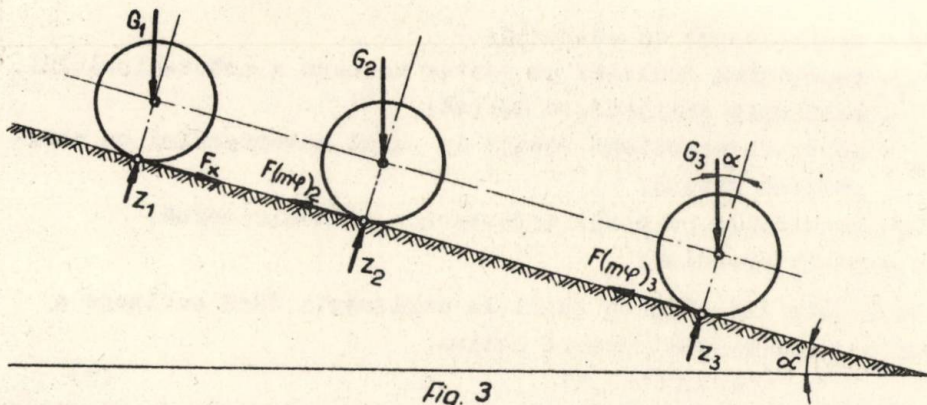


Fig. 3

în care:

- $(F_m)_a$ - forța motoare a autotrenului activ;
- F_m - forța motoare la roțile autotractorului, autotren cu semiremorcă pasivă;
- M_m - momentul motorului;
- i_{ol} - raportul total de transmitere la viteza I-a;
- η_m - randamentul transmisiei autotractorului;
- r_1 - raza roților motoare ale autotractorului;
- F_x - rezistența la rulare a roților directoare ale autotractorului;
- F'_m - forța motoare la roțile autotractorului cu semiremorcă activă;
- F_{mH} - forța motoare la roțile semiremorcii active;
- M'_m - momentul motorului transmis punții motoare a autotractorului;
- M_H - momentul motor dat de motoarele hidraulice;
- $r_2 = r_1$ - raza roților semiremorcii și autotractorului.

b) după aderență:

Considerînd deplasarea autotrenului în pantă (fig.3) :

- autotren cu semiremorcă pasivă

$$F_{m\varphi} = \varphi Z_2 = \varphi G_2 \cos \alpha, \quad (3)$$

- autotren cu semiremorcă activă

$$(F_{m\varphi})_a = \varphi (Z_2 + Z_3) = \varphi (G_2 + G_3) \cos \alpha \quad (4)$$

în care:

$F_{m\varphi}$ - forța de tracțiune din condiția de aderență;

- φ - coeficientul de aderență;
 Z_2, Z_3 - reacțiunea drumului pe puntea motoare a autovehiculului, respectiv semiremorcă activă;
 $(F_m\varphi)_a$ - forța de tracțiune totală în cazul autotrenului cu semiremorcă activă;
 G_2, G_3 - greutatea pe punți autotractor și semiremorcă;
 α - panta drumului;

Dacă este îndeplinită condiția deplasării fără patinare a autovehiculului cu semiremorcă activă,

$$(F_m)_a \leq (F_m\varphi)_a \quad (5)$$

din relațiile (3) și (4) se constată imediat că forța de tracțiune din condiția de aderență, în cazul autotrenului cu semiremorcă activă crește cu valoarea $G_3 \varphi \cos \alpha$, față de autotrenul cu semiremorcă pasivă.

Pentru a ilustra cantitativ creșterea forței de tracțiune, în cazul autotrenului cu semiremorcă activă s-a efectuat un calcul numeric pentru autotrenul forestier ATFloU folosit în momentul de față în transportul forestier la noi în țară.

Datele sînt conforme cu notița tehnică a Uzinelor de autocamioane însoțită de datele de exploatare ale UMTF Brașov.

$$G_2 = 8900 \text{ daN}$$

$$G_3 = 5840 \text{ daN}$$

Rezultatele calculului sînt trecute în diagrama din fig.4.

Din analiza diagramei din fig.4 se observă că în cazul autotrenului cu semiremorcă pasivă, la coeficienți de aderență scăzuți ($\varphi = 0,2$), forța de tracțiune din condiția de aderență $(F_m\varphi)$ este cu mult inferioară forței de tracțiune din condiția de motor (F_m) .

În cazul autotrenului cu semiremorcă activă, calitățile de tracțiune ale agregatului de transport nu mai sînt limitate de aderența ci de motor.

4. Concluzii:

- Performanțele actuale ale autotrenurilor forestiere folosite în țara noastră, pot fi îmbunătățite prin folosirea unei semiremorci active.

- Avînd în vedere cercetările care se efectuează în acest sens la nivel mondial, acționarea roților semiremorcii se va realiza

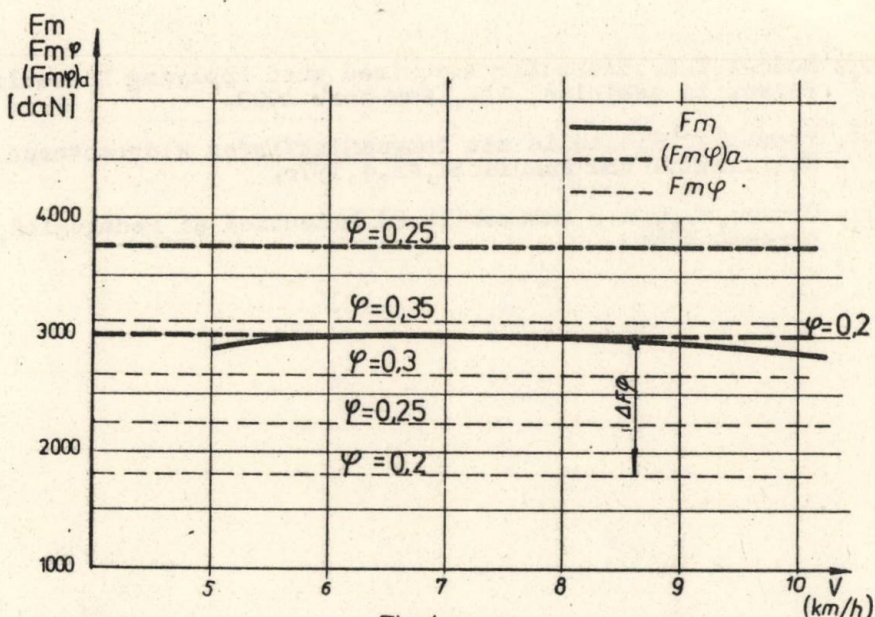


Fig.4

printr-un sistem de tracțiune hidrostatică.

În afară de avantajele cunoscute pe care acest tip de acționare le oferă, soluția adoptată mai conferă:

a) posibilitatea folosirii energiei hidraulice pentru frânare;

b) pe timpul staționării, aceeași energie poate fi utilizată pentru acționarea unui sistem de încărcare-descărcare.

- Tema atacă un domeniu ("acționarea hidrostatică de tracțiune"), aflat în fază de început la nivel mondial și mai ales în țara noastră.

- Rezolvarea problemei duce la ridicarea eficienței economice în transportul rutier forestier, încadrându-se în tendința actuală a cercetării ingineresti.

Bibliografie

- [1]. Armaderov, R.G., Teagov kacestva avtopoezda 4x4 s electropri-
vodom polupritepa. Avtomobilnaia promishlennosti, nr.8, 1966;
- [2]. Apetrei, Gh., Dinamicitatea și economicitatea autovehiculelor
folosite în exploatare forestiere, posibilități de îmbunătățire a acestor calități. Sesiunea științifică a cadrelor
didactice-Brașov, 1972;

- [3]. Holmes, W.R., Hidraulic Motorized when Applying Hidraulic. Drivea to wehicles, SAE, New-York 1969.
- [4]. Thoma, J., Hidraulic mit longsam lanfinden Hidromotoren. Ölhidraulik und Pneumatik, Nr.4, 1970.
- [5]. Untaru, M., s.a., Automobile, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1968.

GH. APETREI, E. IONESCU.,

RIDICAREA CALITATILOR DE TRACTIUNE ALE AUTOTRENURILOR
FORESTIERE DE CONSTRUCTIE ROMANEASCA , PRIN FOLOSIREA
UNEI SEMIREMORCI ACTIVE

Rezumat

In lucrare , ținându-se seama de cerințele actuale ale transportului forestier și avînd în vedere condițiile grele de drum în care lucrează autotrenurile forestiere , se studiază posibilitatea ridicării caracteristicilor de tracțiune prin folosirea unei semiremorci active acționată hidrostatic .

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ РУМЫНСКИХ ЛЕСНЫХ АВТОПОЕЗДОВ
ПРИМЕНЕНИЕМ АКТИВНОГО ПОЛУПРИЦЕПА.

Резюме

В работе, принимая во внимание современные требования лесного транспорта и имея в виду тяжёлые дорожные условия в которых работают лесные автопоезды, изучается возможность повышения тяговых характеристик применением активного полуприцепа приводимой в действие гидростатически.

ASUPRA CONDITIEI VIRARII PERFECTE A AUTOTRENURILOR
CU SEMIREMORCA

Dr. ing. P. Alexandru, șef de lucrări la
 Universitatea din Brașov

Ing. Gh. Apetrei, șef de lucrări la
 Universitatea din Brașov

1. Diferite forme ale condiției de virare

Preocupările privind buna manevrabilitate a vehiculelor rutiere au urmărit două probleme:

- stabilirea condiției de virare perfectă a vehiculului rutier, astfel încât rularea roților să se facă fără patinări și forțări ;

- obținerea mecanismului de direcție care să poziționeze comandat roțile directoare conform condiției stabilite.

Pentru prima problemă sînt cunoscute relațiile:

- Ackermann - Kamm [12] ,

$$\operatorname{ctg} \theta_{1t} = \operatorname{ctg} \theta_e - \frac{B}{L} , \quad (1)$$

în ipoteza pivoților verticali și roților rigide;

- Gough - Schearer [9],

$$\operatorname{ctg} (\theta_{1t} - \delta_k) = \operatorname{ctg} (\theta_e - \delta_k) - \frac{B}{L} , \quad (2)$$

pentru roți (pneuri) elastice transversal;

- Eberan [7] ,

$$\theta_{1t} = \theta_e, \text{ brăcări egale ale roților directoare; } \quad (3)$$

- Ciudacov [6],

$$\theta_{i,t,e} = \frac{L}{R \pm E/2} + \xi_1 S_{1i,e} - \xi_2 S_{2i,e} \quad (4)$$

pentru forțele transversale la roți $S_{11,e}$ și $S_{21,e}$;

- Forkel [8],

$$\theta_{it} = \arccos \left(\frac{\operatorname{ctg} \theta_e \operatorname{ctg} \delta - \frac{B}{2L}}{\operatorname{ctg} \delta + \frac{B}{2L}} - \frac{B}{L} \cdot \frac{\operatorname{ctg} \delta}{\operatorname{ctg} \delta + \frac{B}{2L}} \right) \quad (5)$$

pentru unghiul de deformare laterală a pneurilor δ ;

- Henker [11],

$$\theta_{it} = C_1 + C_2 \theta_e + C_3 \theta_e^2, \quad C_1 \approx -(0,5 \dots 0,7), \quad C_2 \approx 0,8, \quad C_3 \approx 0,01 \quad (6)$$

pentru diferite unghiuri de derivă δ ;

- Alexandru [1],

$$\operatorname{ctg} \theta_{1t} = \operatorname{ctg} \theta_e - \frac{B}{KL}, \quad k = 1, 2, \dots, 1, 25, \quad (7)$$

pentru unghiuri de derivă curentă $\delta = 1 \dots 3^\circ$;

- Ochner [13],

$$L \operatorname{ctg} \theta_{e, it} - p_{e, it} \sin \theta_{e, it} = r_c \sin \eta_0 \quad (8)$$

pentru pivoți înclinați cu unghiul $\eta_0 = \arctg \sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_0 + \operatorname{tg}^2 \beta_0}$.

Pentru cea de a doua problemă se reliefează realizările lui Jeantaud - Ackermann privind ansamblul trapez de direcție - pivot-fuzetă, Sisaire-Naudin privind suspensia independentă, Kamm-Schlaefke [12] privind perfecționarea trapezului de direcție, Forkel-Hasselgruber [8, 10] privind perfecționarea mecanismului de direcție cu una și două bare transversale (cu patru și șase elemente), ca și rezultatele primului autor privitoare la determinarea analitică unitară a legilor de transmitere ale mecanismelor de direcție uzuale plane și spațiale [2] și la alegerea dimensiunilor geometrice optime ale schemei mecanismului pentru satisfacerea condiției virării perfecte [3].

În relațiile (1)...(8), semnificația notațiilor este urmă-

toarea (fig.1) : θ_e - unghiul de bracare al roții directoare l-e din exteriorul curbei, θ_{it} - unghiul de bracare teoretic al roții directoare l - i din interiorul curbei de virare, B - distanța dintre pivoți la nivelul osiei directoare, L - distanța dintre osiile vehiculului (ampatament), E - distanța dintre roțile unei osii (ecartament), R - raza de virare, θ_{ef} - unghiul de bracare al roții l - e corespunzător centrului O_f , δ - unghiul de derivă (deviație laterală) al pneurilor (δ_i , pentru pneul de direcție din interiorul curbei și δ_e - pneul de direcție din exterior), $\bar{F}_{1,2}$ - coeficientul elasticității transversale a pneurilor, $\bar{S}_{1,2e,i}$ - forța laterală ce acționează asupra pneurilor, $C_{1,2,3}$ - coeficienți, k - coeficient ce ține seama de deriva pneurilor, $\rho_{e,i}$ - razele de virare ale roților nedirectoare, ρ_c - raza de conducere a roților directoare, δ_o - unghiul de înclinare laterală al pivotului, β_o - unghiul de fugă al pivotului, O - centrul de viraj, O_f - centru de virare dinamic.

Lucrarea de față are ca scop stabilirea condiției virării perfecte a autovehiculului ținând seama de elasticitatea pneurilor și înclinația pivoților, ca și a autotrenurilor cu semiremoră.

2. Condiția virării perfecte a autovehiculelor

Datorită înclinării pivotului cu unghiul transversal δ_o (fig.2), punctul de contact pneu-cale de rulare nu se mai rotește în jurul articulațiilor A_o , B_o , ci A_o' , B_o' . Distanța dintre pivoți la nivelul contactului cu solul va deveni ($\overline{A'B'} \cong \overline{A_o'B_o'}$).

$$\overline{B'} = \overline{A_o'B_o'} = \overline{A_oB_o} + 2H \operatorname{tg} \delta_o \cong B + 2r \operatorname{tg} \delta_o, \quad (9)$$

r fiind raza roții de direcție. Modificarea ampatamentului datorită unghiului de fugă β_o este neglijabilă.

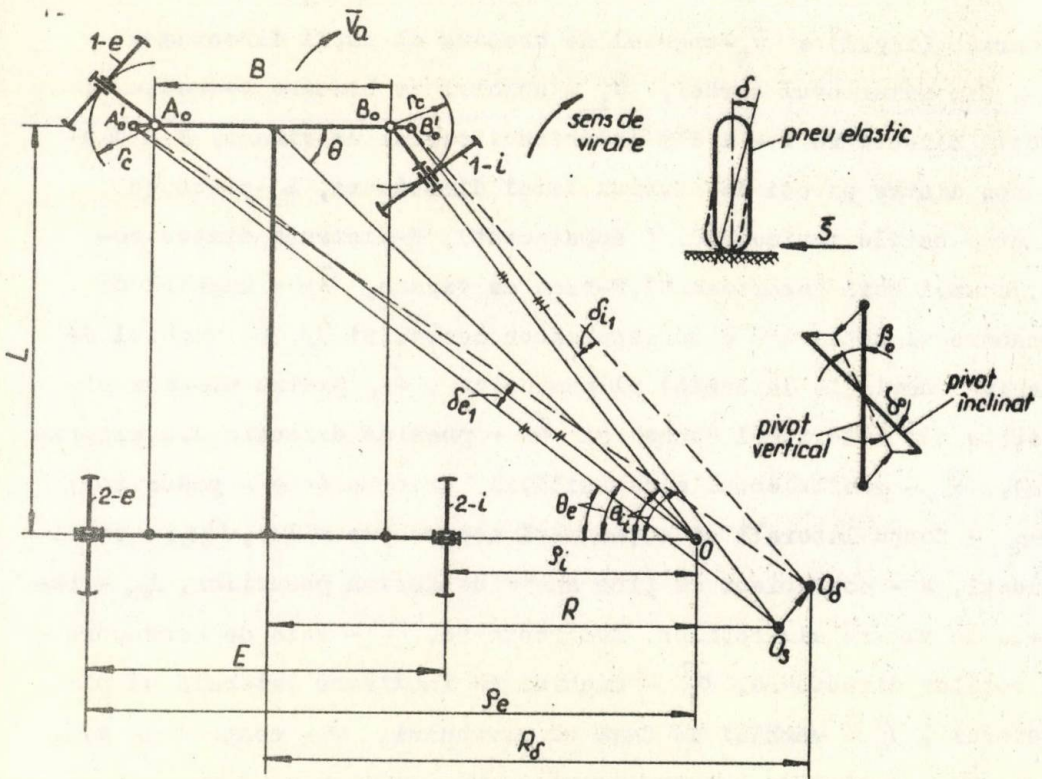


Fig. 1 - Schema virării autovehiculului rutier.

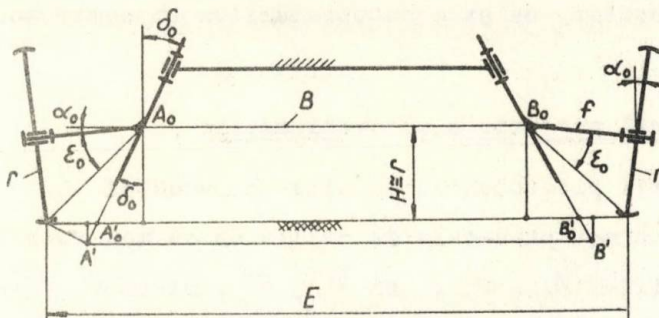


Fig. 2 - Schema punții din față.

Se va neglija de asemenea unghiul de deviație σ_2 al roților din spate, iar unghiul de deviație σ_1 al roților din față se va considera de valori curente $\sigma_1 =$

$= \sigma_{e1} = \sigma_{i1} = 1...3^\circ$. Astfel condiția virării perfecte, ținând seama de relațiile (7) și (9), conform figurilor 1 și 2, devine:

$$\operatorname{ctg} \theta_{L_t} = \operatorname{ctg} \theta_e - \frac{B'}{KL} = \operatorname{ctg} \theta_e - \frac{B + 2r \operatorname{tg} \delta_0}{KL} \quad (10)$$

Relația (10) ține astfel seama de deviația pneurilor și înclinarea pivotilor, neglijate de relația (1), fiind totodată simplă și ușor de minuit.

3. Condiția virării perfecte a autotrenurilor cu semiremorcă

Respectînd condiția (10) centrul de virare static O_B (fig.1,3) este dispus în spatele osiei nedirectoare; prin apariția deviației δ_1 acesta se deplasează înainte, ocupînd poziția dinamică O_f .

Raza de virare R trece de la valoarea sa statică,

$$R = L \operatorname{ctg} \theta = L \operatorname{ctg} \theta_e - B/2, \quad (11)$$

la valoarea dinamică (considerînd $O_f \in$ osiei nedirectoare),

$$R_f = L \operatorname{ctg} \theta_f = L \operatorname{ctg} \theta_{ef} - B'/2. \quad (12)$$

Autotrenul poate avea punctul de articulare C, O_1 sau O_2 și roți directoare sau nedirectoare la semiremorcă (fig.3), lungimea semiremorcii fiind " l ", iar unghiul de frîngere φ (φ_1, φ_2).

3.1. Semiremorcă cu roți nedirectoare.

Pentru un anumit unghi de bracare θ_e (θ_{ef}), centrul de viraj al autotrenului va rămîne O (O_f) pe osia din spate a automobilului. Virarea perfectă se va realiza dacă osia semiremorcii se dispune astfel încît direcția sa va trece prin centrul de viraj O (O_f). În același timp osia semiremorcii va fi tangentă cercului de rază " l " cu centrul în O_1 (C, O_2), punctul mijlociu M fiind punct de tangentă. Atunci, pentru $a = \overline{CO_1}$, $a = 0$, respectiv $a = \overline{CO_2}$, unghiul de frîngere al semiremorcii va fi, respectiv,

$$\varphi_1 = \varphi'' + \varphi', \quad \varphi = \varphi'', \quad \varphi_2 = \varphi'' - \varphi', \quad (13)$$

unde:

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\overline{CO_1}}{R_f} = \frac{a}{L \operatorname{ctg} \theta_{ef} - \frac{B'}{2}} = \frac{a}{R_f}; \quad (14)$$

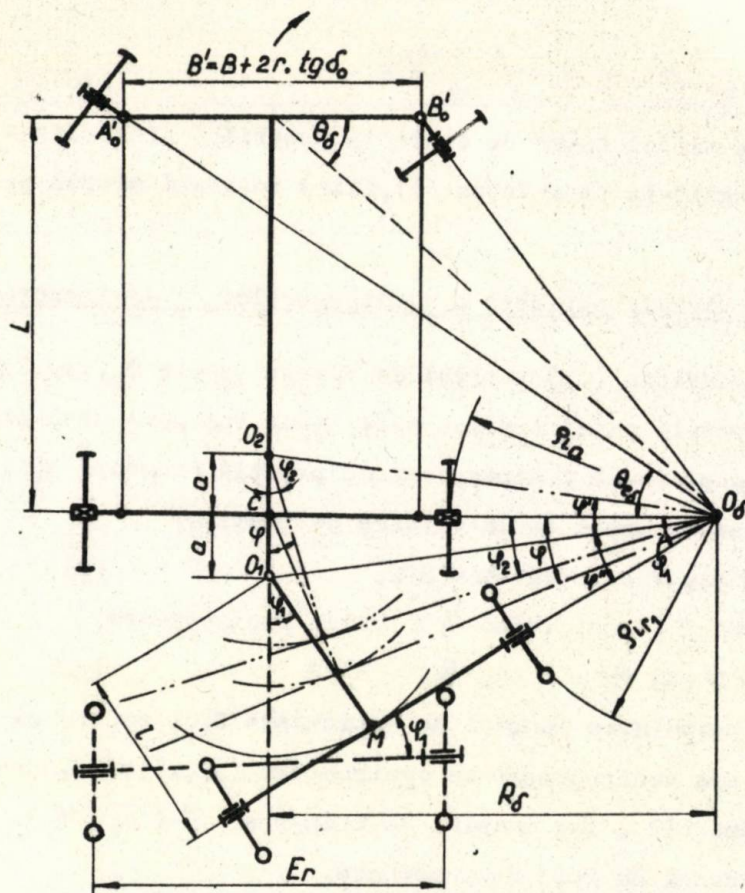


Fig.3 - Virarea autovehiculului semiremorcă cu roți nedirectoare.

$$\tan \varphi'' = \frac{O_1 M}{O_2 M} = \frac{L}{\sqrt{Q^2 + R_d^2 - L^2}} \quad (15)$$

Unghiul de bracare mediu fiind θ_d , între θ_d și unghiul de frîn-
gere se stabilește relația

$$\sin \varphi = \frac{L}{L} \tan \theta_d \quad (16)$$

Dacă raza interioară de virare ρ_{iQ} a autovehiculului de
ecartament E este

$$\rho_{iQ} = R_d - E/2, \quad (17)$$

cea a semiremorcii ρ_{iR} va fi, respectiv:

$$P_{i r_1} = \overline{O_f M} - E_r/2 = \sqrt{R_f^2 + a^2 - l^2} - E_r/2, \text{ cînd } a = \overline{O_1 C}; \quad (18)$$

$$P_{i r} = \sqrt{R_f^2 - l^2} - \frac{E_r}{2}, \text{ cînd } a = 0; \quad (19)$$

$$P_{i r_2} = P_{i r_1} = \sqrt{(P_{i a} + \frac{E}{2})^2 + a^2 - l^2} - \frac{E_r}{2}, \text{ cînd } a = \overline{O_2 C}, \quad (20)$$

E_r fiind ecartamentul semiremorcii. Evident $P_{i r} < P_{i a}$ ceea ce constituie un dezavantaj, lăţimea benzii de rulare fiind mai mare.

3.2. Semiremorcă cu roţi directoare.

Pentru ca $P_{i r} = P_{i a}$ se impune ca semiremorca să fie echipată cu roţi directoare, comandate printr-un mecanism de direcţie. Diferite scheme ale acestor mecanisme sînt date în [15]. Considerînd $E_r = E$, pentru ca roţile semiremorcii să calce pe urma roţilor din spate ale autovehiculului, punctul mijlociu M trebuie să se găsească la intersecţia cercurilor de rază R_f (cu centrul în O_f) şi l (cu centrul în C), conform figurii 4, deci $\overline{O_f M} = \overline{O_f C} = R_f$.

Odată definită poziţia punctului mijlociu M, poziţia osiei va fi tangentă în M la cercul de rază " l ", astfel încît se definesc şi poziţiile A'' , B'' ale pivoţilor semiremorcii, rezultînd totodată unghiurile de bracare necesare pentru roţile semiremorcii θ_{er} , θ_{ir_t} :

$$\operatorname{ctg} \theta_{er} = 2(\overline{O_f N} + \frac{B'}{2})/l, \quad \operatorname{ctg} \theta_{ir_t} = 2(\overline{O_f N} - \frac{B'}{2})/l. \quad (21)$$

Condiţia virării perfecte a semiremorcii, ţinînd seama de înclinaţia pivoţilor prin mărimea $B' = B + 2r \operatorname{tg} \delta_0$, devine:

$$\operatorname{ctg} \theta_{ir_t} = \operatorname{ctg} \theta_{er} - 2B'/l. \quad (22)$$

Relaţia (22), cu B în loc de B' este dată şi în [5], de - terminîndu-se totodată raportul de transmitere de la vehicul la semiremorcă [14].

Din geometria înscrierii în curbă a autotrenului, rezultă

mația pneurilor roților nedirectoare ale autovehiculului și roților semiremorcii nule, astfel încât și centrul de viraj O_g aparține osiei nedirectoare a vehiculului ca și centrul de articulare C (fig.4).

Dacă deviația pneurilor semiremorcii $\delta_r \neq 0$, centrul de virare static al acestora trebuie să fie dispus mai aproape de osia sa, adică nu la distanța $l/2$, ci $l/2k$. În stare dinamică centrul de virare unic va deveni O_g , astfel încât condiția virării perfecte pentru semiremorcă devine:

$$\operatorname{ctg} \theta_{ir_t} = \operatorname{ctg} \theta_{er} - \frac{2kB'}{l} \quad (29)$$

Important de subliniat este faptul că, spre deosebire de relația (7,10), în relația (22,29) intră jumătate din lungimea l și că corecția k modifică în celălalt sens condiția stabilită pentru roți rigide.

Relația (21), cu $\overline{O_g N} = R_g \sin \varepsilon$, conduce la aflarea valorii parametrului θ_{er} în funcție de $\theta_e(\theta_{eg})$:

$$\operatorname{ctg} \theta_{er} = \frac{2R_g \sin \varepsilon + B'}{l} = \frac{(2l \operatorname{ctg} \theta_{eg} - B') \sin \varepsilon + B'}{l} \quad (30)$$

Dacă punctul de articulare al semiremorcii este O_1 (fig.5), virarea perfectă se realizează când punctul M aparține cercului de rază R_g descris de punctul C. Atunci:

$$\cos \varepsilon' = \frac{l^2 + a^2}{2l \sqrt{a^2 + R_g^2}}; \quad (31)$$

$$\cos \varepsilon'' = (l^2 - a^2) / 2l R_g; \quad (32)$$

$$\beta = \pi - (\varepsilon' + \varepsilon'') + \varphi'; \quad (33)$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varepsilon' + \varphi' + \theta_{er}; \quad (34)$$

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \varepsilon' + \varphi' + \theta_{ir_t}; \quad (35)$$

$$\varphi \rightarrow \varphi_1 = \frac{\pi}{2} + \varphi' - \varepsilon'; \quad (36)$$

$$\operatorname{ctg} \theta_{er} = \frac{R_g \sin \varepsilon'' + \frac{B'}{2}}{R_g \cos \varepsilon''}; \quad (37)$$

$$\operatorname{ctg} \theta_{ir_t} = \frac{R_{\delta} \sin \varepsilon'' - \frac{B'}{2}}{R_{\delta} \cos \varepsilon''} ; \quad (38)$$

$$\operatorname{ctg} \theta_{ir_t} = \operatorname{ctg} \theta_{er} - \frac{B'}{R_{\delta} \cos \varepsilon''} . \quad (39)$$

Se observă că, în loc de $L/2$ din relația (22), apare $R_{\delta} \cos \varepsilon'' < \frac{L}{2}$.

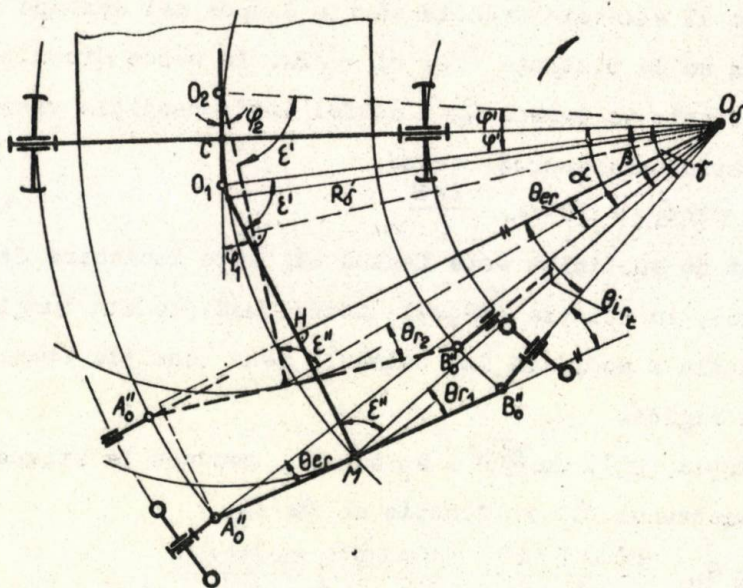


Fig.5 - Virarea autotrenului cu semiremorcă activă.

Dacă punctul de articulare este O_2 , ε' , ε'' își păstrează valorile, în schimb:

$$\varphi \rightarrow \varphi_2 = \frac{\pi}{2} - \varphi' - \varepsilon' ; \quad (40)$$

$$\beta = \pi - (\varepsilon' + \varepsilon'') - \varphi' ; \quad \alpha = \frac{\pi}{2} - \varepsilon' - \varphi' + \theta_{er} ; \quad \gamma = \frac{\pi}{2} - \varepsilon' - \varphi' + \theta_{ir_t} . \quad (41)$$

Condiția virării perfecte (39) rămâne valabilă.

Dacă se consideră unghiul de deviație δ_r , condiția (39) va lua atunci forma (42) :

$$\operatorname{ctg} \theta_{ir_t} = \operatorname{ctg} \theta_{er} - \frac{B'K}{R_{\delta} \cos \varepsilon''} . \quad (42)$$

Pentru ambele cazuri în care $a \neq 0$, relația (30) devine:

$$\operatorname{ctg} \theta_{er} = \frac{(L \operatorname{ctg} \theta_{ed} - \frac{B'}{2}) \sin \varepsilon'' + \frac{B'}{2}}{R_d \cos \varepsilon''} \quad (43)$$

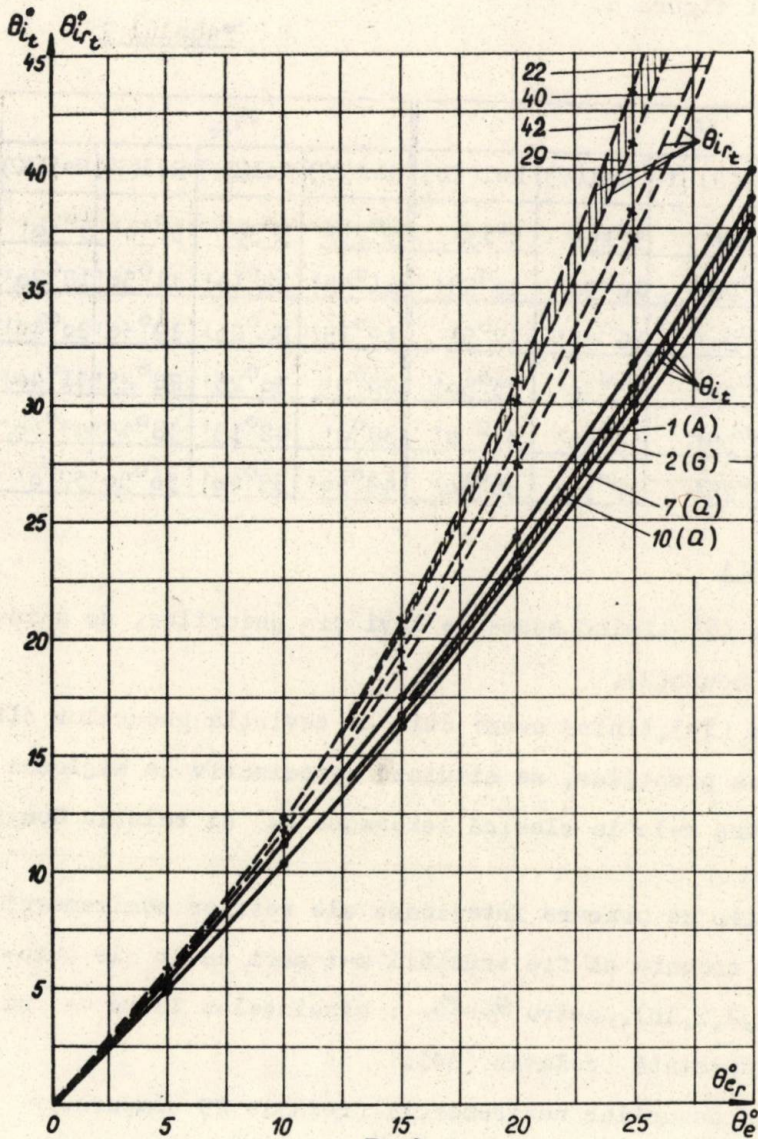


Fig. 6

Exemplu de calcul numeric. Cu datele: $\frac{B}{L} = 0,54$; $k = 1,2$;
 $\delta_0 = 7^\circ$; $r = 450$ mm; $B = 1500$ mm; $L = 2800$ mm; $l = 3700$ mm;
 $\delta = 1...3^\circ$; $a = 150$ mm, s-a calculat θ_{it} din relațiile (1),
 (2), (7,10), (22-29), (39-42). Rezultatele calculului sînt trecute
 în tabelul 1, și figura 6.

Tabelul 1

θ_e θ_{er}	θ_{it}				θ_{irt}			
	Rel(1)	Rel(2) [10]	Rel(7)	Rel(10)	Rel(22)	Rel(29)	Rel(39)	Rel(42)
5°	$5^\circ 15'$	$5^\circ 10'$	$5^\circ 15'$	$5^\circ 15'$	$5^\circ 25'$	$5^\circ 30'$	$5^\circ 30'$	$5^\circ 30'$
10°	$11^\circ 0'$	$10^\circ 20'$	$10^\circ 50'$	$10^\circ 55'$	$11^\circ 45'$	$12^\circ 10'$	$11^\circ 50'$	$12^\circ 20'$
15°	$17^\circ 20'$	$16^\circ 20'$	$16^\circ 55'$	$17^\circ 5'$	$19^\circ 15'$	$20^\circ 25'$	$19^\circ 30'$	$20^\circ 40'$
20°	$24^\circ 20'$	$22^\circ 45'$	$23^\circ 30'$	$23^\circ 50'$	$28^\circ 5'$	$30^\circ 25'$	$28^\circ 25'$	$31^\circ 40'$
25°	$32^\circ 0'$	$29^\circ 35'$	$30^\circ 30'$	$31^\circ 0'$	$38^\circ 0'$	$42^\circ 15'$	$38^\circ 45'$	$42^\circ 30'$
30°	$40^\circ 0'$	$37^\circ 25'$	$37^\circ 55'$	$38^\circ 40'$	$49^\circ 50'$	$55^\circ 40'$	$50^\circ 50'$	$57^\circ 0'$

4. Concluzii

- Condiția (7) ținînd seama de deviația pneurilor, se apropie de relația Gough(2).

- Condiția (10), ținînd seamă atît de deviația pneurilor cît și de înclinarea pivoților, se situează aproximativ la mijlocul domeniului dintre relația clasică Ackermann (1) și relația Gough (2).

- Unghiurile de bracare interioare ale roților semiremorcii (22,29,39,42), trebuie să fie sensibil mai mari decît ale auto-vehiculului (1,2,7,10), pentru $\theta_e = \theta_{er}$; bineînțeles între θ_e și θ_{er} trebuie respectată relația (30).

- Deviația pneurilor semiremorcii (relația 29 comparativ cu 22, și relația 42 comparativ cu relația 39) conduce la

mărirea unghiurilor de bracare, spre deosebire de efectul corespunzător la roțile autovehiculului (relația 7 comparativ cu 1).

- Dacă punctul de articulare al semiremorcii este în spatele osiei vehiculului (relația 39 comparativ cu 22) sau în față, unghiurile de bracare θ_{ir_t} trebuie puțin mărite.

Bibliografie

- [1]. Alexandru, P. Asupra legii de transmitere a trapezului de direcție al autovehiculelor rutiere. Construcția de mașini, nr.10, 1970.
- [2]. Alexandru, P. Studiul cinematic al mecanismului de direcție cu trei bare transversale și a celui cu cremalieră. Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr.2, 1972.
- [3]. Alexandru, P. Criterii, metodă și relații de sinteză cinematică a mecanismelor de direcție. Buletinul Simpozionului internațional de mecanisme, București, 1973.
- [4]. Apetrei, Gh. Cinematica autotrenului echipat cu semiremorcă activă acționată hidrostatic. Sesiunea Universității Brașov, 1972 (catedra M.O.M.).
- [5]. Calpacov, A. C voprosu rasceta privoda upravleniea colesami poliprițepa. Avtomobilnaia promišlenosti, nr.11, 1966.
- [6]. Ciudacov, E. Teoria avtomobilea - Izbiranie trudî, tom 1, Moscva, 1961.
- [7]. Eberan, E. Die Kurven- und der Rollstabilität der Kraftfahrzeuge. ATZ, nr.9, 1953.
- [8]. Forkel, D. Ein Beitrag zur Auslegung Fahrzeuglenkungen. Dtsch. Kraftfahr. u. Strassenv., 145, 1961.
- [9]. Gough, R., Shearer, G. Front Suspension and Tyre Wear, The Institution of Mechanical Engineers, Automobile Division, 1956.
- [10]. Hasselgruber, H. Zur Lenkgeometrie von vierrädrigen Strassenkraftfahrzeugen. VDI Berichte 77, 1964.
- [11]. Henker, E. Die Auslegung der Lenkgeometrie unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. KfT, nr.9, 1968.
- [12]. Kamm, W. Das Kraftfahrzeug. Berlin, 1936.
- [13]. Oehner, P. Der Einfluss von Nachlauf, Spreizung, Sturz und Vorspur auf die Kinematik von Achsschenkellenkungen. Dtsch. Kraftfahr. u. Strassenverkehrstechnik, Nr.123, 1959.
- [14]. Rosin, G. O necotarih geometricheskikh zavisimosteah svezivauscih parametrov prițepa i teagacea pavarote. Atomob. promışl., nr.5, 1966.
- [15]. Zakin, N., ș.a. Construcții i rascet avtomobilnih poezdov. Mașinostroenie, 1968, Leningrad.

ALEXANDRU P., APETREI GH.

ASUPRA CONDITIEI VIRARII PERFECTE A
AUTOTRENURILOR CU SEMIREMORCA

Rezumat

In lucrare, ținându-se seama de elasticitatea transversală a pneurilor și de înclinarea spațială a pivotilor, se determină o nouă condiție de virare perfectă a autovehiculelor și autotrenurilor cu semiremorcă.

SUR LA CONDITION DU VIRAGE PARFAIT DES
AUTOTRAINS À SEMI-REMORQUE

Résumé

Dans l'ouvrage on détermine une nouvelle condition de virage parfait des autovehicules et des autotrans à semiremorque, en tenant compte de l'élasticité transversale des pneus et de l'inclinaison spatiale des pivots.

DETERMINAREA ANALITICA A PERFORMANTELOR DE TRACȚIUNE ALE
TRACTOARELOR CU PATRU ROTI MOTOARE

Conf.dr.ing.S.Năstăsoliu și

Conf.dr.ing.S.Popescu

Universitatea din Brașov

Pentru a scoate în evidență, cît mai complet, calitățile de tracțiune ale unui tractor dat sau pentru a compara indicii de tracțiune ai mai multor tractoare, independent de rapoartele de transmitere ale transmisiilor acestora, prezintă numeroase avantaje utilizarea caracteristicii potențiale de tracțiune. Construcția caracteristicii potențiale de tracțiune a tractoarelor (4x4) are anumite particularități, care sînt determinate de particularitățile mecanicii acestor tractoare. De exemplu, determinarea reacțiunilor verticale și orizontale la cele două punți motoare se reduce la o problemă static nedeterminată (pentru cele patru reacțiuni - două orizontale și două verticale - avem la dispoziție numai trei ecuații).

În teoria tractorului [1], caracteristica potențială de tracțiune a tractorului se definește, în raport cu forța de tracțiune la cîrlig F_t , prin una din funcțiile :

$$P_t = P_t (F_t),$$

sau

$$\eta_r = \eta_r (F_t).$$

În condițiile deplasării tractorului pe un teren orizontal în regim stabilizat ($v=ct$), puterea de tracțiune P_t poate fi determinată din relația:

$$P_t = P_e - (P_{tr} + P_f + P_d) = F_t v, \quad (1)$$

iar randamentul de tracțiune η_r din relația:

$$\eta_r = \frac{P_t}{P_e} = 1 - \frac{P_{tr} + P_f + P_d}{P_e}, \quad (2)$$

în care P_e este puterea efectivă a motorului tractorului;

P_{tr} - puterea consumată în transmisie;

P_f - puterea consumată la rularea tractorului;

P_d - puterea consumată la patinarea sistemului de rulare al tractorului;

Aceste mărimi se calculează cu relațiile cunoscute:

$$P_{tr} = P_e (1 - \eta_{tr}), \quad (3)$$

în care η_{tr} este randamentul transmisiei tractorului;

$$P_f = F_f v = (F_{r1} + F_{r2}) v = (Y_1 f_1 + Y_2 f_2) v \approx f G v, \quad (4)$$

unde v este viteza reală de deplasare a tractorului;

$F_f = fG$ - forța de rezistență la rularea tractorului;

G - greutatea de exploatare a tractorului;

Y_1, Y_2 - reacțiunile verticale ale solului la punțile tractorului;

f - coeficientul de rezistență la rularea tractorului;

Aici și în continuare indicile 1 se referă la mărimile corespunzătoare punții din față, iar indicile 2 la puntea din spate:

$$P_d = P_{d1} + P_{d2} = T_1 v_{t1} \sigma_1 + T_2 v_{t2} \sigma_2, \quad (5)$$

în care T_1, T_2 sînt forțele tangențiale de tracțiune ale punților tractorului;

v_{t_1}, v_{t_2} - vitezele teoretice periferice ale roților celor două punți;

δ_1, δ_2 - patinările roților celor două punți.

În condițiile concordanței cinematice în sistemul de rulare al tractorului se pot scrie relațiile:

$$v_{t_1} = v_{t_2} = v_t \quad ; \quad \delta_1 = \delta_2 = \delta.$$

Deci puterea consumată la patinare este dată de relația

$$P_\delta = T v_t \delta = P_m \delta = P_e (1 - \eta_{tr}) \delta, \quad (6)$$

unde $P_m = T v_t$ este puterea totală la roțile motoare ale tractorului.

Între vitezele reale și teoretice ale roților există relațiile:

$$v_1 = v_{t_1} (1 - \delta_1) \quad ; \quad v_2 = v_{t_2} (1 - \delta_2). \quad (7)$$

În situația neconcordanței cinematice în sistemul de rulare este necesar ca să se ia în considerare dependența dintre vitezele periferice respective și patinările roților celor două punți.

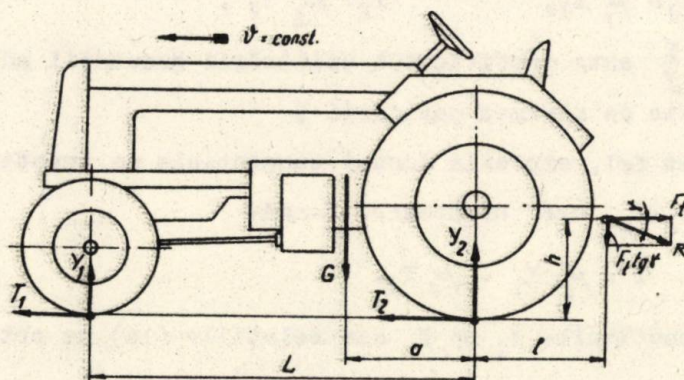


Fig.1. Schema forțelor care acționează asupra tractorului cu patru roți motoare, în regim stabilizat

Din condițiile de echilibru al tractorului (fig.1) rezultă relațiile :

$$T = T_1 + T_2 = F_t + iG, \quad (8)$$

$$Y_1 = \frac{G_a - F_t(h + L \tan \delta)}{L}, \quad (9)$$

$$Y_2 = \frac{G_a + F_t(h + L \tan \delta)}{L}.$$

Standardele de încercare a tractoarelor recomandă ca direcția forței de tracțiune la cîrlig F_t să fie orizontală ($\delta=0$). Prin urmare, este necesar ca și relațiile teoretice să fie stabilite pentru aceleași condiții. În acest caz, relațiile (9) pot fi scrise sub forma:

$$Y_1 = Y_{01} - \frac{h}{L} F_t, \quad Y_2 = Y_{02} + \frac{h}{L} F_t, \quad (10)$$

în care $Y_{01} = \frac{G_a}{L}$ și $Y_{02} = \frac{G(L-a)}{L}$ sînt reacțiunile verticale statice la punțile tractorului.

Din condițiile interacțiunii roților motoare cu solul, forțele tangențiale de tracțiune la cele două punți se determină cu ajutorul relațiilor:

$$T_1 = \mu_1 Y_1, \quad T_2 = \mu_2 Y_2, \quad (11)$$

în care $\mu = \frac{T}{Y}$ este coeficientul utilizării greutateii aderente și este o funcție de mărimea patinării.

În acest fel, expresia forței tangențiale de tracțiune a tractorului, $T = T_1 + T_2$, are următoarea formă:

$$T = \mu_1 Y_1 + \mu_2 Y_2. \quad (12)$$

Înlocuind reacțiunile Y_1 și Y_2 din relațiile (10), se obține:

$$T = \mu_1 Y_{01} + \mu_2 Y_{02} + \frac{h}{L} (\mu_2 - \mu_1) F_t. \quad (13)$$

În continuare, făcînd înlocuirea $F_t = T - fG$, rezultă următoarea expresie pentru forța tangențială de tracțiune:

$$T = \frac{\mu_1(a + hf) + \mu_2(L - a - hf)}{L - h(\mu_2 - \mu_1)} \cdot G. \quad (14)$$

Pentru un tractor dat, la care se cunoaște poziția centrului de

greutate (distanța a) și înălțimea punctului de aplicație a forței de tracțiune la cîrlig F_t (cota h) și pentru anumite condiții de sol, caracterizate de coeficientul de rezistență la rulare f , relația (14) poate fi scrisă sub forma:

$$T = \frac{\mu_1 C_1 + \mu_2 C_2}{L - n(\mu_2 - \mu_1)} \cdot G, \quad (15)$$

în care C_1 și C_2 sînt constante, date de expresiile:

$$C_1 = a + hf; \quad C_2 = L - a - hf.$$

Avînd în vedere dependența coeficienților μ_1 și μ_2 de patinarea δ , $\mu_1 = \mu_1(\delta)$ și $\mu_2 = \mu_2(\delta)$, există posibilitatea exprimării forței tangențiale de tracțiune a tractorului în funcție de patinarea acestuia:

$$T = F_t + rG = T(\delta). \quad (16)$$

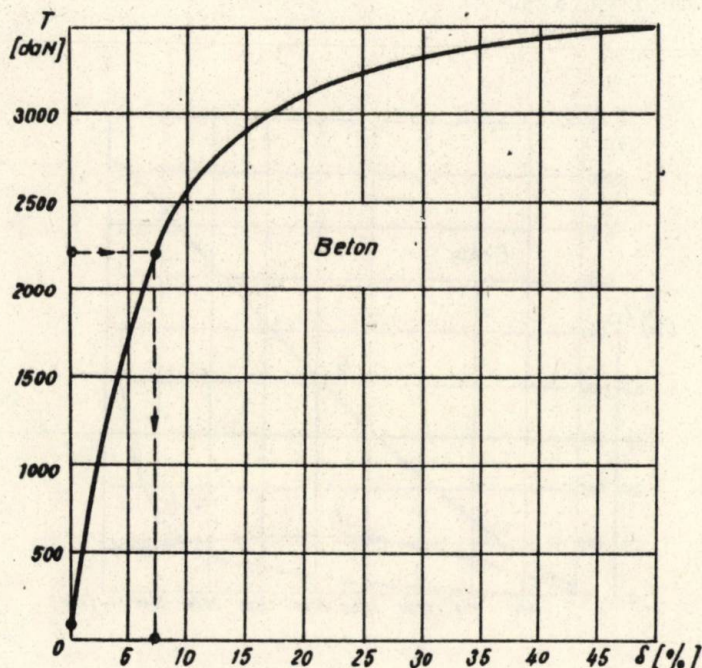


Fig. 2. Variația forței tangențiale de tracțiune T în funcție de patinarea tractorului δ .

În graficul din figura 2 este prezentată dependența $T = T(\delta)$ pentru tractorul (4x4) U-651, în cazul deplasării pe beton. Folosind acest grafic, se poate determina cu ușurință gradul de participare al fiecărei punți la realizarea forței tangențiale de tracțiune a tractorului. Astfel, cunoscând forța de tracțiune la cârlig F_t , se determină forța tangențială a tractorului T , cu relația $T = F_t + fG$, iar cu ajutorul graficului din figura 2 se stabilește valoarea patinării δ corespunzătoare acestei forțe. În funcție de mărimea patinării se calculează valorile coeficienților μ_1 și μ_2 din relațiile analitice $\mu = \mu(\delta)$ prezentate în lucrarea [2]. Cu ajutorul relațiilor $T_1 = \mu_1 Y_1$ și $T_2 = \mu_2 Y_2$, în care reacțiunile Y_1 și Y_2 se determină cu formulele (10), se calculează forțele tangențiale de tracțiune T_1 și T_2 la cele două punți. În acest mod s-a obținut graficul prezentat în figura 3.

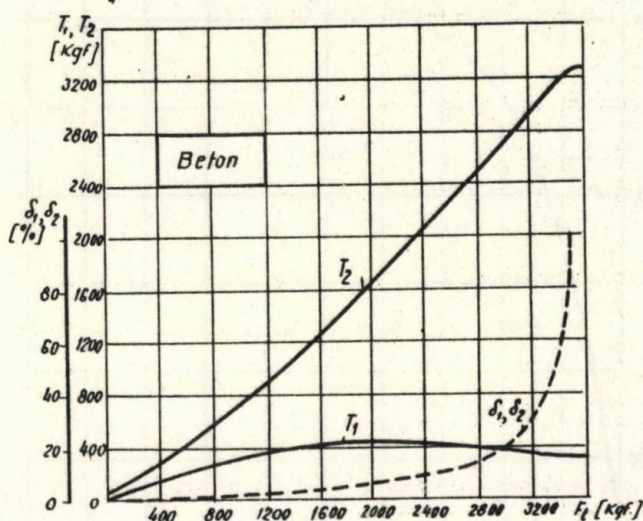


Fig. 3. Repartizarea forței tangențiale de tracțiune între cele două punți motoare ale tractorului U-651.

Folosind relația (1), se poate obține caracteristica potențială de tracțiune $P_t = P_t(F_t)$ prin scăderea succesivă din pute-

rea efectivă maximă a motorului, care este egală cu puterea nominală a acestuia $P_{\text{emax}} = P_n$, puterile consumate în transmisie P_{tr} , la patinare P_{d} și la rulare P_f . În acest fel, rezultă graficul din figura 4.

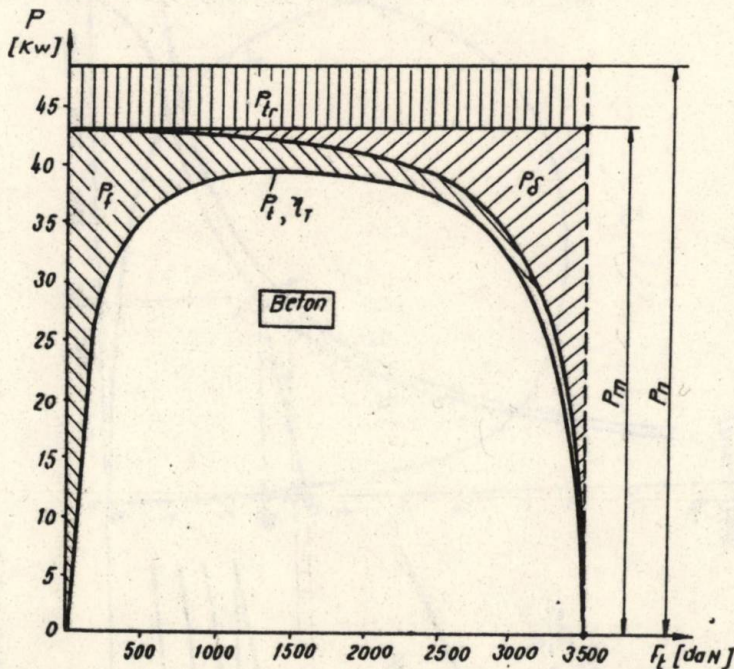


Fig. 4. Bilanțul de putere al tractorului

Caracteristica potențială de tracțiune a tractorului se poate obține mai simplu utilizând următoarea metodă. Plecând de la condiția transmiterii la roțile motoare a unei puteri constante $P_m = P_n \eta_{\text{tr}} = \text{const}$ (corespunzătoare funcționării motorului la regimul nominal), se poate exprima viteza teoretică a tractorului v_t în funcție de forța de tracțiune la cîrlig F_t , cu ajutorul relației:

$$v_t = \frac{P_n \eta_{\text{tr}}}{T} = \frac{P_n \eta_{\text{tr}}}{F_t + fG} \quad (17)$$

Cunoscînd graficul de variație a patinării, $\delta = \delta(F_t)$, se poate determina viteza reală $v = v_t (1 - \delta)$ și puterea de tracțiune corespunzătoare.

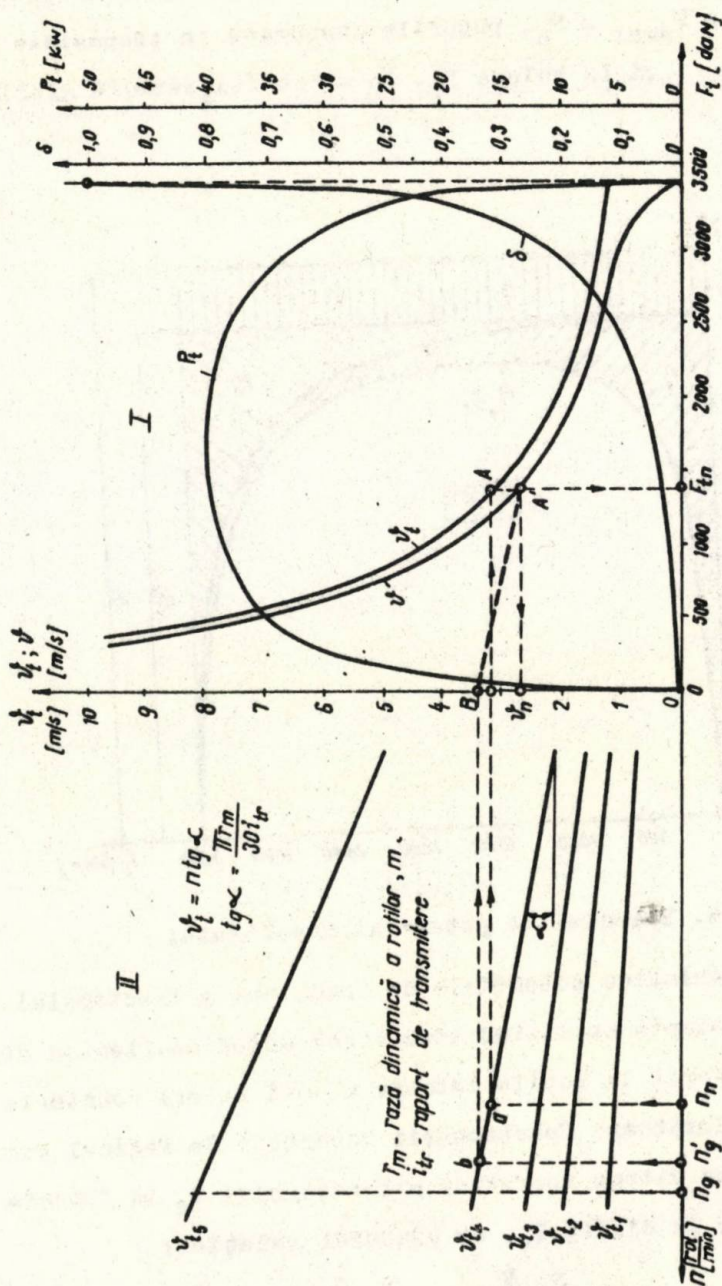


Fig. 5 - Caracteristică potențială de tracțiune

re $P_t = F_t \cdot v$, în funcție de forța de tracțiune la cîrlig F_t , așa cum rezultă din figura 5.

Graficul din figura 5 poate fi utilizat și în cazul tractoarelor cu transmisie în trepte. În acest scop, în partea stîngă a graficului se construiește un cadran suplimentar în care se trasează graficul de variație a vitezelor v_t ale tractorului în funcție de turația n a motorului.

La funcționarea motorului în sarcină nominală, motorul are turația nominală n_n , căreia îi corespunde viteza teoretică nominală v_{tn} , notată cu punctul a în cadranul II și cu punctul A pe curba $v_t = v_t(F_t)$ din cadranul I. Viteza reală nominală v_n rezultă prin intersecția verticalei dusă din punctul A cu curba vitezelor reale $v = v(F_t)$, obținîndu-se punctul A'.

La deplasarea tractorului în gol ($F_t = 0$), turația motorului este $n'_g < n_g$, datorită încărcării motorului de către rezistența la rulare a tractorului $F_f = fG$. Considerînd că pe ramura de regulator a caracteristicii de turație variația cuplului motor este liniară, relația de calcul a turației motorului corespunzătoare deplasării în gol a tractorului este:

$$n'_g = n_g - (n_g - n_n) \frac{F_f}{F_f + F_{tn}}, \quad (18)$$

în care n_g este turația maximă de mers în gol a motorului $n_g = (1,06 - 1,1)n_n$;

F_{tn} - forța de tracțiune nominală la treapta respectivă. Viteza teoretică a tractorului la deplasarea în gol, corespunzătoare turației n'_g a motorului, determinată cu relația (18), este notată cu punctul b în cadranul II și cu punctul B în cadranul I. Deoarece la mers în gol se admite că tractorul nu patinează, viteza reală este egală cu cea teoretică, de aceea punctul B reprezintă totodată viteza reală a tractorului la mers în gol. Dreapta AB corespunde variației vitezei reale a tractorului la funcționarea motorului pe

ramura de regulator.

Metodica prezentată a fost exemplificată în grafic pentru treapta a IV-a. Repetind construcția pentru toate treptele transmisiei, se obține caracteristica de lucru a tractorului cu transmisie în trepte.

Concluzii

1. Cunoscându-se legea de variație a forței tangențiale de tracțiune în funcție de patinarea sistemului de rulare, se poate construi caracteristica potențială de tracțiune, care exprimă în mod sintetic calitățile de tracțiune ale tractorului.

2. Metodica prezentată pentru construcția caracteristicii potențiale de tracțiune a tractoarelor (4x4) este de fapt valabilă pentru toate tipurile de tractoare, tractoarele (4x2) și cele pe șenile constituind cazuri particulare ale metodicii generalizate, expusă în lucrare.

3. Deși caracteristica potențială de tracțiune se construiește independent de rapoartele de transmitere ale transmisiei tractoarelor, ea poate fi rolosită și pentru tractoarele cu transmisia în trepte, utilizând metoda prezentată în lucrare.

Bibliografie

- [1]. Nițescu, Gh., Năstăsioiu, S., Popescu, S. Tractoare. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
- [2]. Năstăsioiu, S. Opredelenie analiticeskogo vîrajenia krivoi buksovanja koliosnih traktorov. Buletinul Institutului politehnic Brașov, Seria A, vol. XII, 1970.

Năstăscoiu , S., Popescu , S.

DETERMINAREA ANALITICA A PERFORMANTELOR DE TRACIUNE
ALE TRACTOARELOR CU PATRU ROTI MOTOARE

R e z u m a t

În lucrare se propune o metodică de trasare, pe cale analitică, a caracteristicii potențiale de tracțiune pentru tractoarele (4 x 4). Construcția acestei caracteristici prezintă unele particularități care constau, în esență, în aceea că determinarea reacțiunilor verticale și tangențiale la cele două punți motoare constituie o problemă static nedeterminată. Rezolvând această problemă, se generalizează de fapt metodică de construcție a acestei caracteristici pentru toate tipurile de tractoare.

Teoria prezentată este utilă și pentru rezolvarea altor aspecte, cum ar fi, de exemplu, repartizarea forței tangențiale de tracțiune între cele două punți motoare ale tractoarelor (4 x 4).

ANALYTISCHE BESTIMMUNG DER ZUGKRAFTEIGENSCHAFTEN
DER ALLRADTRAKTOREN

Zusammenfassung

În lucrarea este tratată construcția caracteristicii potențiale de tracțiune pentru tractoarele (4 x 4) pe cale analitică. Construcția acestei caracteristici prezintă unele particularități care constau, în esență, în aceea că determinarea reacțiunilor verticale și tangențiale la cele două punți motoare constituie o problemă static nedeterminată. Rezolvând această problemă, se generalizează de fapt metodică de construcție a acestei caracteristici pentru toate tipurile de tractoare.

Teoria prezentată este utilă și pentru rezolvarea altor aspecte, cum ar fi, de exemplu, repartizarea forței tangențiale de tracțiune între cele două punți motoare ale tractoarelor (4 x 4).

INFLUENȚA DIFERENȚIALULUI AUTOBLOCABIL ASUPRA CALITĂȚILOR
DE TRACȚIUNE ALE TRACTOARELOR PE ROTI

Dr.ing.D.Velicu șef de lucrări la
Universitatea din Brașov

1. Introducere

Diferențialul simetric obișnuit este unul din factorii care, în anumite condiții de exploatare, contribuie în mod substanțial la scăderea calităților de tracțiune ale tractoarelor. Datorită proprietății lui de a distribui în permanență momente de torsiune egale arborilor planetari, valoarea forței de tracțiune a tractorului va fi redusă atunci când una din roțile motoare se află pe un teren cu aderență scăzută, sau greutatea aderență a tractorului nu este repartizată în mod egal pe roțile motoare.

În ultimii ani, pe lângă diversele metode de îmbunătățire a calităților de tracțiune ale tractoarelor pe roți, au început a fi utilizate și diferențialele autoblocabile.

Numărul lucrărilor referitoare la utilizarea diferențialelor autoblocabile în construcția de tractoare este foarte redus [1,2,3], ele rezumându-se doar la prezentarea unor soluții constructive ale acestor mecanisme și analizarea proprietăților lor de blocare.

Principalul obiectiv urmărit în prezenta lucrare este pune-

rea în evidență pe cale teoretică și experimentală a îmbunătățirii calităților de tracțiune ale tractoarelor cu două reți motoare, prin utilizarea diferențialelor autoblocabile.

2. Determinarea capacității de tracțiune a tractorului.

Pentru punerea în evidență, pe cale teoretică, a îmbunătățirii calităților de tracțiune prin utilizarea diferențialelor autoblocabile vor fi folosite două mărimi care exprimă direct cele urmărite:

- creșterea forței de tracțiune, determinată de relația

$$\Delta F_m = (F_m)_{max} - (F_{om})_{max} = \varphi' Z_2' (\lambda - 1), \quad (1)$$

în care:

$(F_m)_{max}$ - forța tangențială de tracțiune maximă corespunzătoare tractorului cu diferențial autoblocabil;

$(F_{om})_{max}$ - forța tangențială de tracțiune maximă corespunzătoare tractorului cu diferențial obișnuit;

φ' - coeficientul de aderență la reata motoare cu aderență scăzută;

Z_2' - reacțiunea verticală la roata motoare cu aderență scăzută;

λ - coeficientul de blocare al diferențialului autoblocabil.

- capacitatea maximă de tracțiune a tractorului, definită de raportul:

$$\left(\frac{F_m}{Z_2} \right)_{max} = \frac{\varphi' Z_2' (\lambda + 1)}{Z_2}, \quad (2)$$

în care Z_2 reprezintă sarcina verticală care revine punții motoare.

Din relațiile (1) și (2) se poate observa că cele două mărimi analizate obțin valori ridicate odată cu creșterea coefici-

entului de blocare λ . Valearea acestui coeficient este limitată însă de necesitatea asigurării manevrabilității tractomului [5].

Creșterea forței tangențiale de tracțiune și capacitatea maximă de tracțiune a tractorului vor fi studiate în situațiile caracteristice celor mai grele condiții de exploatare a tractoarelor pe roți:

a. Deplasare pe teren orizontal, cu aderență diferită la rețele metere ($\varphi'' > \varphi'$) și încărcare egală a acestora ($Z_2' = Z_2'' = \frac{Z_2}{2}$). Această situație corespunde în general lucrărilor de transport, efectuate pe drumuri grele.

Pentru a fi asigurată funcționarea diferențialului este necesar a fi satisfăcută inegalitatea:

$$\lambda = \frac{\varphi''}{\varphi'} \quad (3)$$

În cazul în care diferențialul funcționează, creșterea forței de tracțiune și capacitatea de tracțiune a tractorului vor fi definite de relațiile:

$$\Delta F_m = \frac{\varphi' Z_2 (\lambda - 1)}{2} \quad (4)$$

$$\left(\frac{F_m}{Z_2} \right)_{\max} = \frac{\varphi' (\lambda + 1)}{2} \quad (5)$$

În cazul în care inegalitatea (3) nu este satisfăcută, diferențialul va fi blocat, creșterea forței de tracțiune și capacitatea de tracțiune a tractorului atingând valorile limită:

$$(\Delta F_m)_{\lim} = \frac{Z_2 (\varphi'' - \varphi')}{2} \quad (6)$$

$$\left(\frac{F_m}{Z_2} \right)_{\lim} = \frac{\varphi' + \varphi''}{2} \quad (7)$$

Pe baza relațiilor (5) și (7) poate fi ridicată caracteristica capacității de tracțiune a tractorului, ea indicând participarea la tracțiune a reților metere pentru diferite valori ale ce-

eficiențelor de aderență ai reților motoare cu solul. În figura 1 este prezentată această caracteristică pentru un tractor al căruui diferențial autoblocabil are un coeficient de blocare $\lambda = 3$.

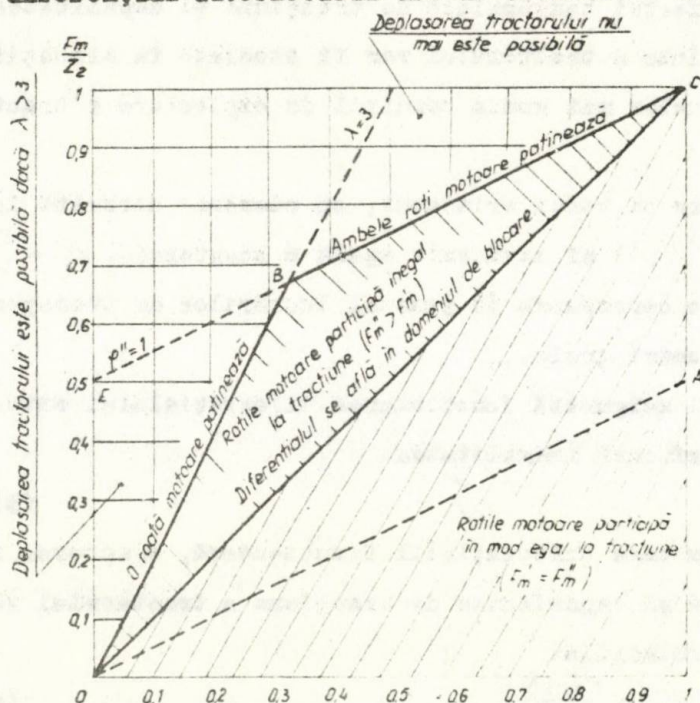


Fig 1

Dreapta OA reprezintă participarea la tracțiune a reții motoare cu aderență scăzută, iar dreapta OB reprezintă capacitatea de tracțiune a ambelor reți motoare când mecanismul diferențial funcționează, ea fiind determinată de ecuația (5). Capacitatea de tracțiune a tractorului când diferențialul se află în domeniul de blocare este determinată de dreapta BC, stabilită de relația (7), luându-se ca bază $p' = 1$ (valoare maximă a coeficientului de aderență pentru tractoare pe reți). Valorile capacității de tracțiune situate în partea superioară a dreptei BC nu vor putea fi realizate întrucât în acest domeniu ambele reți motoare vor patina total.

b. Deplasarea pe teren cu aderență diferită la rețile motoare

re ($\varphi'' > \varphi'$) și încărcare diferită a acestora ($z_2'' > z_2'$). Această situație corespunde lucrului la arat al tractorului.

Condiția de funcționare a diferențialului în acest caz devine:

$$\lambda = \frac{\varphi''}{\varphi'} \mathcal{K}, \quad (8)$$

unde $\mathcal{K}$ reprezintă coeficientul de repartizare a greutății adesea pe roțile motoare, definit de raportul $\mathcal{K} = \frac{z_2''}{z_2'}$.

Când inegalitatea (8) este satisfăcută, creșterea forței tangențiale de tracțiune și capacitatea maximă de tracțiune a tractorului vor fi definite de relațiile:

$$\Delta F_m = \varphi' z_2' (\lambda - 1); \quad (9)$$

$$\left(\frac{F_m}{z_2} \right)_{\max} = \varphi' \frac{\lambda + 1}{\mathcal{K} + 1}. \quad (10)$$

Când diferențialul este blocat, relația (8) nefiind satisfăcută, relațiile (9) și (10) devin:

$$(\Delta F_m)_{\lim} = \varphi'' z_2'' - \varphi' z_2'; \quad (11)$$

$$\left(\frac{F_m}{z_2} \right)_{\lim} = \varphi' + \frac{\mathcal{K}}{\mathcal{K} + 1} (\varphi'' - \varphi'). \quad (12)$$

Se poate observa că ridicarea caracteristicii capacității de tracțiune în această situație este destul de dificilă întrucât o asemenea caracteristică va cuprinde de fapt o serie în treacă de caracteristici corespunzătoare diferitelor valori ale lui $\mathcal{K}$.

3. Rezultatele încercărilor comparative de tracțiune

Încercările comparative de tracțiune au fost efectuate pe un tractor U-650 echipat cu un diferențial autoblocabil care utilizează elemente de fricțiune, proiectat de autor [5]. Valorile coeficientului de blocare ce se pot obține la acest diferențial

sint: $\lambda = 3...5$. Schema constructivă a acestui mecanism este prezentată în figura 2.

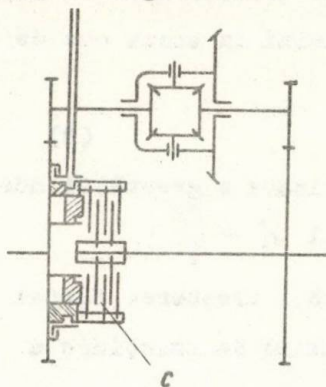


Fig. 2

Cuplajul multidisc C, plasat între arborii reților motoare, este comandat hidraulic. Prin scoaterea din acțiune a acestui cuplaj, tractorul poate funcționa și cu diferențial obișnuit.

Performanțele de tracțiune ale tractorului în cele două variante constructive ale punții

motoare au fost determinate în brazdă cu adâncimea de 24...26 cm, la o umiditate normală în stratul superficial al solului.

În timpul încercărilor au fost determinați pe cale experimentală următorii parametri: momentele de torsiune la arborii reților motoare; forța de tracțiune la cârlig; patinările celor două roți motoare; viteza de deplasare a tractorului. Variația diferitelor mărimi studiate a fost măsurată prin metoda electrotensometrică, utilizându-se traductori rezistivi și inductivi.

Instalația folosită se compune din: tractorul U-65e cu traducterii montați pe el, un laborator mobil și un car de frinare hidraulic.

Drept criterii de apreciere a calităților de tracțiune și economice ale tractorului, s-au stabilit: forța maximă de tracțiune; patinarea tractorului; randamentul de tracțiune al tractorului și consumul specific de combustibil.

În urma încercărilor efectuate a fost determinată caracteristica de tracțiune a tractorului fără greutate suplimentare,

la vitezele I - IV rapide, pentru lucrul în brazdă. S-a putut constata că prin utilizarea diferențialului autoblocabil, forța maximă de tracțiune a tractorului a crescut cu 14%, această creștere putând fi mai mare în cazul lucrărilor de arătură efectuate pe terenuri cu umiditate ridicată.

În timpul deplasării rectilinii a tractorului, prin utilizarea diferențialului autoblocabil, a fost înlăturată patinarea diferită a reților metoare, aderența cu solul fiind utilizată la limită sub ambele reți metoare.

Graficul prezentat în figura 3 indică variația patinării tractorului (δ), a consumului specific de combustibil (g_{tr}) și a randamentului de tracțiune (η_T), în funcție de viteza de deplasare a tractorului.

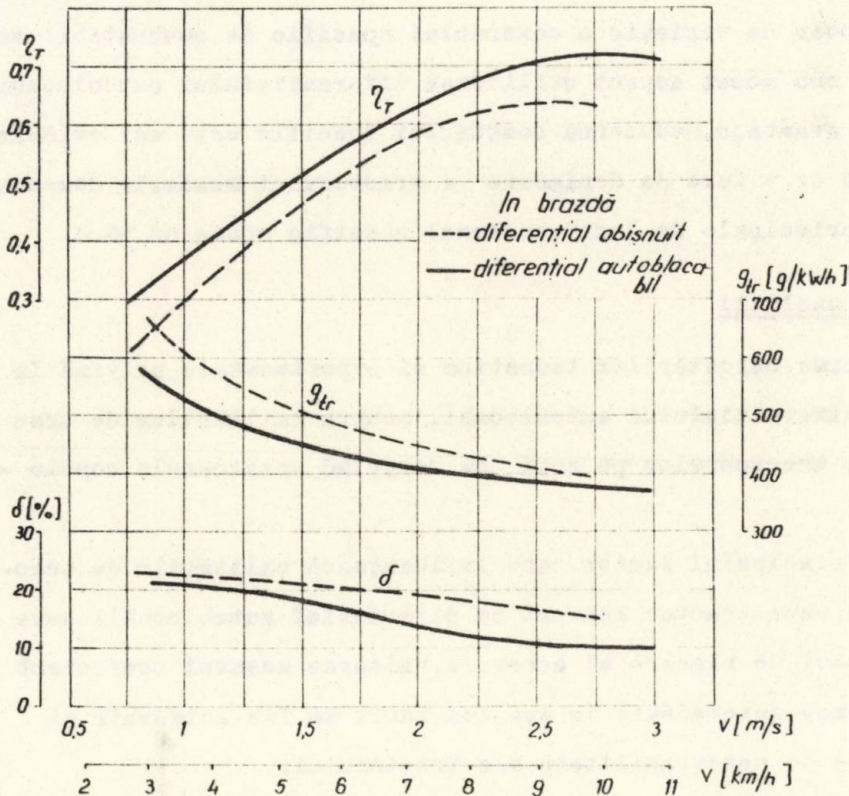


Fig.3

Din acest grafic se observă că în domeniul vitezei principale de lucru (6,5...7,5 Km/h), prin utilizarea diferențialului autoblocabil, patinarea tractorului se reduce cu 25...28%, acest fapt ducând la creșterea vitezei de deplasare a tractorului cu 8...10%, cu același procent crescând și productivitatea acestuia.

Pentru randamentul de tracțiune al tractorului, în cazul utilizării diferențialului autoblocabil, graficul prezentat în figura 3 indică o creștere cu 10% în domeniul vitezei principale de lucru. Această creștere dovedește incontestabil superioritatea calităților de tracțiune ale tractorului cu diferențial autoblocabil, ea datorându-se sporirii puterii de tracțiune ca urmare a reducerii pierderilor prin patinare.

Curbele de variație a consumului specific de combustibil arată că și sub acest aspect utilizarea diferențialului autoblocabil prezintă avantaje. Reducerea consumului specific este mai evidentă pe măsură ce viteza de deplasare a tractorului scade. În domeniul vitezei principale de lucru, consumul specific scade cu 9%.

4. Concluzii

În urma cercetărilor teoretice și experimentale privind influența diferențialului autoblocabil asupra calităților de tracțiune ale tractoarelor pe roți, se desprind următoarele concluzii:

1. Principalul factor care influențează calitățile de tracțiune ale unui tractor echipat cu diferențial autoblocabil este coeficientul de blocare al acestuia. Valoarea acestui coeficient trebuie însă determinată în așa fel încât să fie asigurate și calitățile de manevrabilitate ale tractorului.

2. Cercetările experimentale au demonstrat că pentru valori ale coeficientului de blocare cuprinse între limitele 3...5, este exclusă patinarea separată a roților motoare, aderența cu solul fiind utilizată la limită sub ambele roți motoare pe orice teren.

3. Contribuția diferențialului autoblocabil la îmbunătățirea calităților de tracțiune ale tractorului apare foarte evident la lucrările de arătură (în brazdă).

4. Diferențialul autoblocabil constituie un mijloc constructiv eficient de îmbunătățire a calităților de tracțiune ale tractoarelor cu două roți motoare. Eficiența lui crește pe măsură ce crește și diferența dintre coeficienții de aderență a roților motoare cu solul.

Bibliografie

- [1]. Izrailevici, L.S., Stepaniuk, P.H. - Issledovanie blokirusiuchih sveistv mejklesnogo differentsiala povishennogo treniia. In: Traktori i selhozmasini, nr.4, 1971.
- [2]. Lefarev, A.H., Simmetrichnii blokirusiuchiesia differentsial. In: Traktori i selhozmasini, nr.9, 1967.
- [3]. Stepaniuk, P., Differentsial perednego mesta traktora MTZ-52. In: Tehnika v sel'skomekhoziaistve, nr.11, 1968.
- [4]. Velicu, D., Utilizarea mecanismelor diferențiale cu frecare mărită la tractoarele agricole cu două roți motoare. In: Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol.V, nr.2, 1971.
- [5]. Velicu, D., Un nou sistem de autoblocare a diferențialului tractoarelor pe roți. In: Buletinul Universității din Brașov, seria A, vol.XV, 1973.

VELICU D.

INFLUENTA DIFERENTIALULUI AUTOBLOCABIL ASUPRACALITATILOR DE TRACIUNE ALE TRACTOARELORPE ROTIRezumat

Lucrarea pune în evidență teoretic și experimental îmbunătățirea calităților de tracțiune ale tractoarelor cu două roți motoare prin utilizarea diferențialelor autoblocabile.

Pentru cele mai caracteristice condiții de exploatare ale tractoarelor pe roți sînt stabilite unele relații de calcul care permit determinarea creșterii forței tangențiale de tracțiune și a capacității maxime de tracțiune a tractorului. Cercetările experimentale efectuate demonstrează că diferențialul autoblocabil constituie un mijloc constructiv eficient de îmbunătățire a calităților de tracțiune ale tractoarelor pe roți.

VLIIANIE SAMOBLOKIRUIUSCIISEA DIFFERENTIALA NASVOISTVA TIAGHI KOLESNIH TRAKTOROVReziume

Rabota podciorkivaet teoreticno i opitno ulucişenie svoistv tiaghi traktorov s dvumia veduşimi kolesami primeneniem samoblokiruiuşciisea differenşialov.

Dlea samih harakternih ekspluatationnih uslovii koliosnih traktorov ustanavljeni nekotore otnoşeniia rasciota, kotore pazvoleaiut opredelenie rosta kasatelnoi sili tiaghi traktora. Vipolneaemie opitnie issledovaniia pokazivaiut cto samoblokiruiuşciisea differenşial predstavlaet konstruktivni i effektivni sposob ulucişeniia svoistv tiaghi koliosnih traktorov.

IMBUNATATIRI CONSTRUCTIVE LA CABINA TRACTOARELOR
PE ROTI DE 65 CP. IN VEDEREA REDUCERII
ZGOMOTULUI LA LOCUL CONDUCATORULUI*)

Ing. Gh. Văcariu șef lucrări la
Universitatea din Brașov

1. Introducere

Zgomotul tractorului constituie o problemă majoră, care afectează productivitatea și sănătatea conducătorului.

Pentru reducerea efectelor dăunătoare ale zgomotului, sub aspectul lui medical, profesional, economic și tehnic, sînt necesare cercetări privind reducerea zgomotului la urechea conducătorului. Intrucît măsuri active (direct la sursa de zgomot) pentru apărarea împotriva zgomotului (schimbări constructive și tehnologice la tractoare de serie) sînt greu de realizat din motive economice, cercetările de specialitate apărute pînă în prezent [2,3,4,

*) Tema a fost rezolvată în baza contractului de cercetare încheiat cu Întreprinderea de Tractoare.

5,6,7,8] se rezumă în general la măsuri pasive aplicate cabinelor de tractoare (privind bararea și atenuarea zgomotelor care pătrund în interior). Pe această linie se axează prezenta temă, avînd scopul de a aduce o contribuție în direcția reducerii zgomotului în cabina tractorului prin folosirea judicioasă a materialelor fonoizolatoare și fonoabsorbante.

2. Determinarea nivelului de zgomot la locul conducătorului cu cabina demontată

În prezent, determinarea zgomotului produs de un tractor în funcționare se face prin măsurări acustice. O metodă de determinare constă în măsurarea, cu aparatură adecvată, a nivelului global al zgomotului. O altă metodă constă în ridicarea de diagrame care dă nivelul presiunii acustice pentru întreg spectrul de frecvențe, utilizînd filtre de anumite lățimi de bandă.

Pentru măsurarea zgomotului, în prezenta lucrare, s-a folosit sonometrul de fabricație Brüel și Kjaer, echipat cu un set de filtre de bandă de o octavă și filtre cu destinație specială (A.B.C.).

În conducerea lucrărilor s-a ținut seama de normele I.S.O., cît și de unele recomandări din literatura de specialitate. Astfel înregistrarea zgomotului s-a făcut cu sonometrul amplasat la nivelul urechii conducătorului. Pentru a avea valorile comparabile cu normele I.S.O., înregistrările s-au făcut din octavă în octavă la diferite turații ale motorului ($n = 600$, $n = 1000$, $n = 1400$, $n = 1800$ și $n = n_{\max}$) în situația staționară.

Rezultatele experimentale obținute prin măsurarea nivelului de zgomot la locul conducătorului la un tractor pe roți de 65 CP din producția de serie, avînd cabina demontată sînt prezentate

în fig. 1. Rezultatele sînt analizate în comparație cu curba $C_z 85$, admisibilă după normele I.S.O.

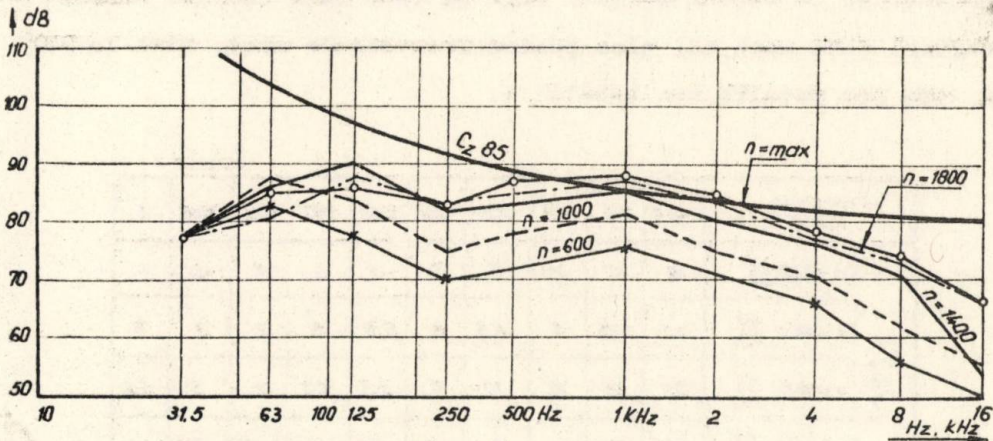


Fig. 1

3. Determinarea nivelului de zgomot la locul conducătorului cu cabina de serie montată

Rezultatele obținute prin măsurarea nivelului de zgomot la locul conducătorului la un tractor pe roți de 65 CP, cu cabină de serie montată sînt prezentate în fig. 2.

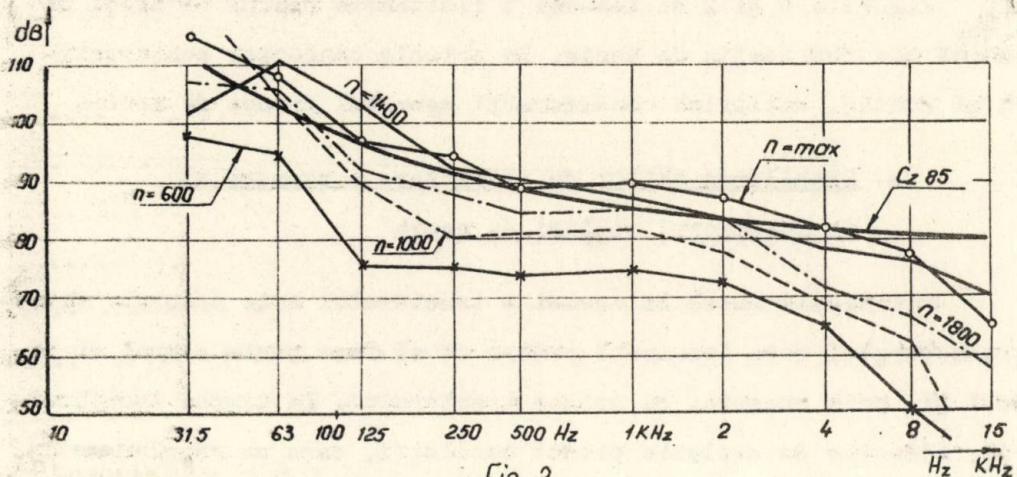


Fig. 2

Analizând figurile 1 și 2 se constată o creștere considerabilă a nivelului de zgomot pe toată gama de frecvență pentru determinările cu cabina montată față de cele fără cabină. Aceste creșteri sînt mari mai ales pentru frecvențele mici, pînă la 500 Hz, așa cum rezultă din tabelul 1.

Tabelul 1

Frecvența [Hz]		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	A
$L_1 - L_2$ [dB]	$n = 600 \frac{rot}{min}$	19	12	-3	5	2	-1	2	-1	-6	1
	$n = 1000 \frac{rot}{min}$	47	17,5	5	5,5	3	0,5	3	2	0	5
	$n = 1400 \frac{rot}{min}$	25	24	13	10	7	2,5	3,5	2	5	4,5
	$n = 1800 \frac{rot}{min}$	30,5	25,5	4	4	-1	-1,5	0	-5,5	-6,5	2,5
	$n = n_{max}$	38	24	10,5	11	3	1,5	3,5	4	3,5	2,5

S-au folosit notațiile :

- L_1 - nivelul zgomotului măsurat în cabina de serie ;
- L_2 - nivelul zgomotului măsurat, avînd cabina demontată;
- A - creșterea zgomotului global.

Figurile 1 și 2 și tabelul 1 ilustrează faptul că tipul de cabină din fabricația de serie, în actuala concepție constructivă și montaj, amplifică considerabil zgomotul produs de motor.

4. Stabilirea căilor de pătrundere a zgomotului în interiorul cabinei de serie

Principala sursă de zgomot a tractorului este motorul. Vibrația motorului este însemnată pentru că el face parte comună cu cadrul și, prin aceasta, cu cabina tractorului. În timpul funcționării, șocurile de explozie produc oscilații, care se răspîndesc în întreaga carcasă a motorului cu o amortizare mică. O parte din

energia oscilațiilor este radiată în aerul înconjurător și produce în compartimentul motorului un câmp de zgomote propagate prin aer (propagare aeriană). O altă parte a energiei oscilațiilor se propagă ca oscilație mecanică în cadrul și pereții de limitare a capotajului precum și al cabinei, datorită legăturii acestora cu motorul (denumită propagare structurală).

Trebuie avut în vedere și neetangeitățile cabinei, în special la panoul din față și podea (prin locurile de aducere a comenzilor în interior), care reprezintă o altă cale de pătrundere a zgomotelor (numită auxiliară). În fig. 3 se prezintă schematic căile de pătrundere a zgomotului în cabină.

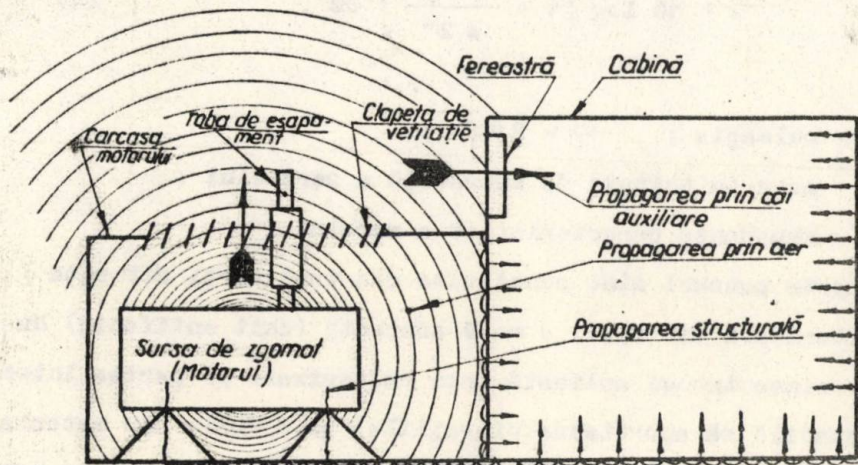


Fig. 3

- zgomote structurale primare
- zgomote structurale secundare

Cunoscându-se căile principale de pătrundere a zgomotului de la sursă către interiorul cabinei, se poate trece la o analiză concretă a posibilităților de reducere a acestuia.

5. Stabilirea soluțiilor tehnice pentru bararea și stenuarea zgomotului în cabină

Izolația fonică împotriva zgomotelor aeriene înseamnă, pe de o parte, o închidere izolantă acustică din toate părțile a sursei de zgomot (motorul) și, pe de altă parte, izolarea acustică a cabinei. Ținând seama de legea masei [1], conform căreia eficiența unei bariere solide la reducerea zgomotelor aeriene este proporțională, la scara logaritmică, cu masa acestei bariere - relația (1), materialul de bază pentru panourile cabinei este tabla de oțel (care are masa și modul de elasticitate mare).

$$R = 10 \log \left(1 + \frac{\omega^2 \cdot m^2}{4 Z^2} \right) \text{ dB} , \quad (1)$$

unde

ω - pulsația ; $\omega = 2\pi f$;

m - masa pe unitate de suprafață a peretelui ;

Z - impedanța caracteristică a aerului.

Aceste panouri sînt construite din trei părți diferite : o foaie exterioară din oțel, o masă aderentă (chit antifonic) de 2 ori grosimea tablei aplicată prin pulverizare pe partea interioară (capabilă să amortizeze vibrațiile) și o foaie din material poros (poliuretan capabil să absoarbă zgomotele pătrunse în cabină). Materialul poros este protejat de o pînză de tapițerie (dermatină) perforată fig. 4b.

Izolația fonică împotriva zgomotelor structurale înseamnă orice întrerupere a propagării oscilațiilor în piesele tractorului, prin folosirea materialelor pulverizabile de amortizare (chit antifonic S. 8300 produs în țară) și prin montarea de elemente elastice între ele. La piesele astfel tratate, oscilațiile sînt amortizate și totodată se micșorează radieră zgomotelor

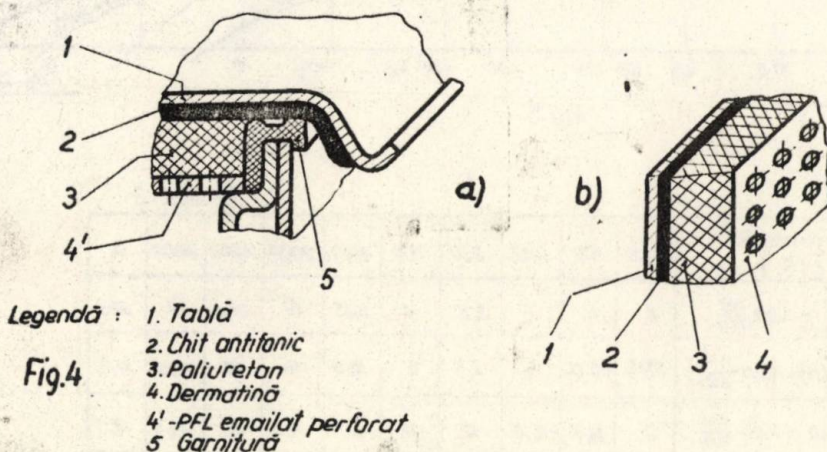
aeriene.

Pentru izolația fonică împotriva sunetelor care pătrund pe căi auxiliare, se va asigura o etanșare mai îngrijită a cabinei acordându-se atenție deosebită izolării locurilor de trecere a manetelor de comandă și a conductelor. În acest scop sînt folosite manșoanele de cauciuc și izolatori executați din material fibros, care permite manevrarea manetelor prin locașurile lor.

6. Aplicarea soluțiilor tehnice la o cabină

Soluțiile tehnice descrise mai sus au fost aplicate pe o cabină de serie montată pe un tractor pe roți de 65 CP.

În fig. 4 se ilustrează modelul utilizat.



Cabina astfel construită și montată pe un tractor cu roți, de 65 CP, a fost supusă măsurărilor.

7. Determinarea nivelului de zgomot la locul conducătorului pentru cabina îmbunătățită

Determinarea nivelului de zgomot la locul conducătorului la un tractor pe roți de 65 CP, avînd montat o cabină la care i

s-au adus îmbunătățiri constructive privind reducerea zgomotului, s-a realizat cu aceeași aparatură și în condițiile de măsurare descrise în capitolul 2.

Rezultatele obținute din măsurători sînt prezentate în figurile 5 și 6 precum și în tabelul 2. În tabelul 2 se prezintă

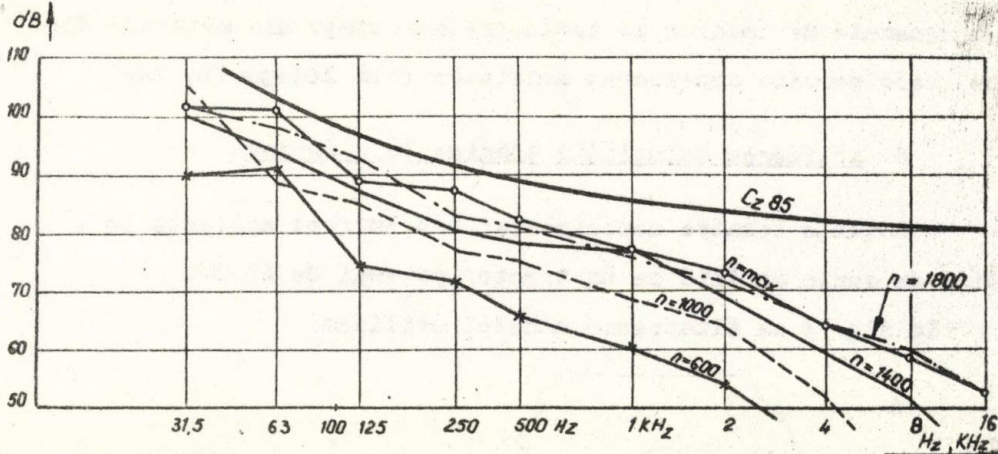


Fig. 5

Tabelul 2

Frecvența [Hz]		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	A
$L_1 - L_2$ [dB]	$n = 600 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$	8	4	1	3,5	8	14,5	19	23,5	18	10,5
	$n = 1000 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$	17,5	15,5	4	3,5	6	12,5	14	17	27,5	11,5
	$n = 1400 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$	2	16,5	16,5	12	12	11	14,5	19	24,5	12,5
	$n = 1800 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$	6,5	8,5	0	5	4	9	12	7	6,5	9,5
	$n = n_{\text{max}}$	14	8	8	7	7	12	14	17,5	18,5	8

L_1 - Reprezintă nivelul de zgomot la cabina de serie în dB

L_2 - Reprezintă nivelul de zgomot la cabina îmbunătățită în dB

valorile atenuării zgomotului la diferite turații, funcție de frecvență la cabina îmbunătățită față de cabina de serie. Diagrama din fig. 6 prezintă zgomotul global funcție de turație.

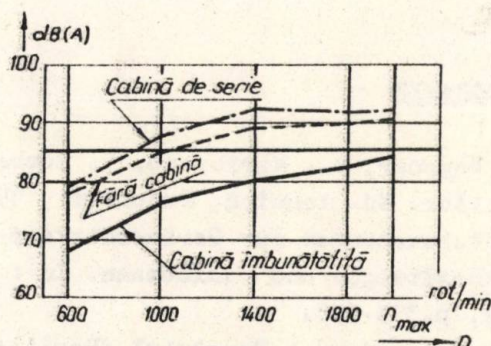


Fig. 6

Datele obținute din încercarea unei cabine la care i s-au adus îmbunătățiri constructive fonoizolatoare și fonoabsorbante sînt plasate sub curba limită $C_z 85$, iar atenuarea zgomotului global este cuprinsă între 8 și 12,5 dB (A)

față de cabina de serie. Acest lucru dovedește că procedeele utilizate pentru izolarea fonică a acestui tip de cabină sînt judicioase alese.

8. Concluzii

Din cele de mai sus se pot desprinde următoarele concluzii :

1. Nivelul zgomotului la locul conducătorului este mai mare în cazul în care cabina de serie este montată pe tractor (fig. 2) față de cazul în care se înregistrează zgomotul fără cabină (fig. 1). Cabina de serie, în actuala concepție constructivă și montaj, amplifică substanțial zgomotul produs de motor (tabelul 1).
2. Nivelul zgomotului la cabina îmbunătățită se reduce sensibil pentru toată gama de frecvențe față de cabina de serie (fig. 5), atenuarea fiind cuprinsă între 8 și 12,5 dB (A) - înregistrat pe scara A a sonometrului. Toate componentele de zgomot sînt plasate sub curba admisibilă I.S.O. $C_z 85$.

Rezultă din cele apuse mai sus că soluțiile tehnice descrise, aplicate judicios la cabina tractorului pe roți de 65 CP, crează un confort acustic agreabil pentru conducător la toate

turațiile, de lucru ale motorului, motiv pentru care se recomandă folosirea lor.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Grumăzescu, M., Stan, A., Wegener, N., Marinescu, V. Combaterrea zgomotului și vibrațiilor. Ed. tehnică, București, 1964.
- [2]. Mädler, T., Vogel, P.H. Untersuchungen zur Geräuschbekämpfung im Innenraum von Lastkraftwagen und Omnibussen. In : Kraft Verkehr, nr.11, 1971, p.375-378.
- [3]. Soprani, Corado. Una nuova concezione : Tractorul "Berlina". In : Macchine e Motori Agricoli, 28, nr.1, ian. 1970, p.32-43.
- [4]. Steinbruegge, G.W., Schmer, G.L., Maeier, N.H. Measuring tractor noise at the Nebraska Tractor testing laboratory. In : Agricultural Engineering, martie 1970, p.142.
- [5]. Zboraiski, Dietrich. Körperschall-und Bebenweganteile im Fahrzeugeräusch, ein Beitrag zur Vervollkommnung der Geräuschisolierung. In : "Glaser's Annalen", nr.8, 1957, p.246-258.
- [6]. Văcariu, Gh. Izolarea fonică a cabinelor pentru tractor. În : Studii și cercetări pentru Mecanica agricolă, nr.3, 1972, vol. VII, p.203-214.
- [7]. x x x Understanding the new noise tests at Nebraska. In : Implement tractor, aprilie 7, 1971, p.12-15.
- [8]. x x x Concern for noise rises among farm equipment makers. In : The SAE journal of automotive engineering, septembrie 1970, p.55-59.

VACARIU, GH.

IMBUNATATIRI CONSTRUCTIVE LA CABINA TRACTOARELOR
PE ROTI DE 65 CP. IN VEDEREA REDUCERII
ZGOMOTULUI LA LOCUL CONDUCATORULUI

- Rezumat -

Lucrarea cuprinde studiul experimental pentru determinarea nivelului de zgomot la urechea conducătorului, efectuat pe un tractor de 65 CP din producția de serie, fără cabină cu cabina de serie și cu cabina de serie căreia i s-au aplicat o serie de îmbunătățiri constructive privind reducerea zgomotului la locul conducătorului.

Rezultatele obținute în urma măsurărilor efectuate pe cabina îmbunătățită sînt favorabile, motiv pentru care se recomandă spre utilizare în practică.

DESIGN IMPROVEMENTS ON THE CAB OF THE 65 H.P.
WHEELED TRACTOR WITH A VIEW TO REDUCING
NOISE AT THE DRIVER'S SEAT

- Abstract -

The paper deals with an experimental study for determining the noise level at the driver's car. It has been carried out on a mass-produced 65 H.P. tractor without a cab, with a mass-produced cab and a mass-produced cab whose design has been improved as regards noise at the driver's seat.

The results obtained following measurements carried out on the improved cabin are favourable, consequently their application is recommended.

CONTRIBUTII LA STUDIUL FENOMENELOR TRANZITORII LA PORNIRE
ALE MASINILOR SINCRONE CU AJUTORUL SISTEMELOR DE PRELUCRARE
AUTOMATA A DATELOR

Dr. ing. A. Nicolaide profesor la Universitatea din Brasov

Folosirea masinilor sincrone de puteri mari cu poli aparenti de tablă și colivie (înfășurare de amortizare și de pornire) în regim de motor, impune cunoașterea comportării acestor mașini la pornire. Este necesar să se cunoască cât mai precis caracteristicile de pornire și anume: valoarea medie a cuplului electromagnetic și valoarea eficace a curentului în diferitele circuite ale mașinii în funcție de valoarea alunecării. Puterile mari ale masinilor sincrone folosite în prezent, impun în calcule un grad de precizie mult mai mare decât era necesar anterior.

Scopul lucrării de față îl constituie stabilirea unei metode de calcul a caracteristicilor de pornire a masinilor sincrone cu poli de tablă aparenti și înfășurare de amortizare. Față de metodele cunoscute anterior [1], [2] se va lua în considerare o curbă de repartiție a componentei radiale a inducției magnetice în întregul, apropiată de curba reală. De asemenea nu se vor mai introduce simplificări suplimentare referitoare la curba inducției magnetice în spațiul interpolat. În plus, se va lua în considerare efec-

tul de saturație magnetică produs de curenții din barele înfășurării de amortizare.

Se vor examina în prealabil diferitele metode de studiu, iar apoi se va expune metoda folosită în lucrarea de față.

Notațiile principale sînt date la sfîrșitul lucrării.

1. Metode de studiu a caracteristicilor de pornire în asincron

Caracteristicile de pornire în asincron, pot fi obținute în principiu prin trei metode:

1. În cadrul primei metode se înlocuiește înfășurarea de amortizare prin cîte un circuit echivalent în axele longitudinală și transversală. Se poate lua în considerare efectul saturației datorite curentului din barele înfășurării de amortizare, dar numai aproximativ, global. Nu este asigurată o precizie suficient de ridicată în toate cazurile.

2. În cadrul celei de a doua metode se consideră toate circuitele electrice ale mașinii, inclusiv circuitele electrice formate de fiecare pereche de bare. Se poate lua în considerare efectul saturației produse de curentul electric din fiecare bară. Nu se poate considera însă saturația pentru fiecare porțiune de oțel din mașină. Metoda este mai precisă decît cea precedentă, dar necesită un volum mai mare de calcule.

3. În cadrul celei de a treia metode posibile, este necesar să se rezolve ecuațiile cîmpului electromagnetic pentru tot interiorul mașinii, ținînd seama de condițiile de frontieră. Se poate efectua, aproximativ, un studiu bidimensional al cîmpului, care apoi poate fi completat cu un studiu tridimensional. În aceste calcule este recomandabil să se utilizeze potențialele electrodinamice scalar și vector. Metoda ar prezenta o precizie mai mare

decît cele două metode amintite mai înainte. Volumul de calcule este însă deosebit de mare și necesită alocarea unui volum foarte mare de memorie și de calcule în sistemul de prelucrare automată a datelor. Nu există mențiuni răspîndite în literatură asupra eventualei utilizări în general a metodei. Această metodă a fost utilizată pentru un caz particular cînd nu se iau în considerare curenții din înfășurarea de amortizare [3].

Avînd în vedere gradul de precizie relativ ridicat și volumul de memorie și calcule moderate în cazul celei de a doua metode, aceasta va fi utilizată în lucrarea de față.

Metoda utilizată necesită: ecuațiile tensiunilor, relațiile de determinare a parametrilor electrici ai circuitelor, relațiile de determinare a caracteristicilor, luarea în considerare a saturației. Toate calculele sînt efectuate cu ajutorul sistemelor de prelucrare automată a datelor.

Se vor admite următoarele: statorul reprezintă indusul mașinii sincrone, rotorul reprezintă inductorul cu poli aparenti, polii au o construcție simetrică față de axa longitudinală, regimul de funcționare este cvasistaționar.

În fig. 1 este reprezentat un pol rotoric și numerotarea barelor.

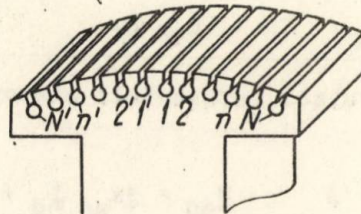


Fig. 1. Pol rotoric și numerotarea barelor.

2. Ecuatiile tensiunilor

Se va utiliza teoria dublei reacții. Notățiile utilizate sînt cele folosite mai larg în studiul problemelor de acest fel [1], [2].

2.1. Ecuatiile tensiunilor pentru circuitele din axa longitudinală

Circuitele formate de barele înfășurării de amortizare:

Numărul de
ordine al
ecuației

Ecuația

No. = n

$$0 = jsX_{Ddna} I_d + jsX_{uDn} I_{Ddn} +$$

n = 1, ..., N

$$\sum_{\substack{p=1 \\ p \neq n}}^N jsX_{Ddnp} I_{Ddp} + Z_{\sigma Ddn} I_{Ddn} +$$

$$\sum_{h=1}^N Z_{Dkdh} I_{Ddh} + jsX_{Ddnf} I_f$$

Circuitul înfășurării de excitație:

$$\text{No.} = N + 1 \quad 0 = jsX_{fad} I_d + \sum_{n=1}^N jsX_{fDdn} I_{Ddn} + jsX_{uf} I_f +$$

$$Z_{\sigma f} I_f$$

Circuitul înfășurării statorice, pe fază:

$$\text{No.} = N + 2 \quad -U_{ed} = jX_{ad} I_d + \sum_{n=1}^N jX_{aDdn} I_{Ddn} + jX_{adf} I_f$$

2.2. Ecuatiile tensiunilor pentru circuitele din axa transversală

Circuitele formate de barele înfășurării de amortizare:

$$\text{No.} = N + 3,$$

$$\dots, 2N + 2$$

$$0 = jsX_{Dqna} \underline{I}_q + jsX_{uDqn} \underline{I}_{Dqn} +$$

$$\sum_{\substack{p=1 \\ p \neq n}}^N jsX_{Dqnp} \underline{I}_{Dqp} + \underline{Z}_{\sigma Dqn} \underline{I}_{Dqn} +$$

$$\sum_{h=1}^N \underline{Z}_{\sigma Dkqh} \underline{I}_{Dqh}$$

Circuitul înfășurării statorice pe fază:

$$\text{No.} = 2N + 3 \quad - \underline{U}_{eq} = jX_{aq} \underline{I}_q + \sum_{n=1}^N jX_{aDqn} \underline{I}_{Dqn},$$

2.3. Relațiile dintre componentele tensiunilor și curenților

$$\text{No.} = 2N + 4 \quad \underline{U} = \underline{Z}_{\sigma} \underline{I}_d - s\underline{U}_{ed} - (1-s)X_{\sigma} \underline{I}_q - j(1-s)\underline{U}_{eq}$$

$$\text{No.} = 2N + 5 \quad - j\underline{U} = (1-s)X_{\sigma} \underline{I}_d + j(1-s)\underline{U}_{ed} + \underline{Z}_{\sigma} \underline{I}_q - s\underline{U}_{eq}.$$

2.4. Sistemul de ecuații al tensiunilor

Numărul de ordine al necunoscutelor este dat în tabelul 1.

Tabelul 1

Numărul de ordine al necunoscutelor

Necunoscuta	$\underline{I}_{Ddn}$	$\underline{I}_f$	$\underline{I}_d$	$\underline{U}_{ed}$	$\underline{I}_{Dqn}$	$\underline{I}_q$	$\underline{U}_{eq}$
Numărul de ordine	1, ..., N	N+1	N+2	N+3	N+4 ... 2N+3	2N+4	2N+5

Se adoptă următoarele notații:

$\underline{A}_{ij}$ - coeficienții din membrul stâng, în complex;

$\underline{X}_j$ - necunoscutele, în complex;

$\underline{B}_i$ - mărimile din membrul drept, în complex.

Membrul drept este diferit de zero numai pentru ecuațiile cu numărul de ordine $2N + 4$ și $2N + 5$.

Sistemul de ecuații, în complex, este:

$$\sum_{j=1}^{j=2N+5} A_{1j} X_j = B_1 \quad (i = 1, \dots, 2N+5)$$

Calculul parametrilor care intervin în expresiile impedanțelor se poate face în modul indicat în lucrarea [1].

3. Relațiile pentru calculul caracteristicilor

Se calculează valorile medii ale cuplului electromagnetic și ale intensității curenților din stator și din barele coliviei rotorice, cu ajutorul relațiilor:

$$M = \frac{mp}{\omega} \operatorname{Re} \left\{ j \frac{1}{2} (U_{ed} I_q^* - U_{eq} I_d^*) \right\} \quad (1)$$

$$I = \left[\left| \frac{1}{2} (I_d + j I_q) \right|^2 + \left| \frac{1}{2} (I_d - j I_q) \right|^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

$$I_{Dn} = \left\{ \left[\operatorname{Re}(I_{Ddn} - I_{Dqn}) \right]^2 + \left[\operatorname{Im}(I_{Ddn} - I_{Dqn}) \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3a)$$

$$I_{Dn}' = \left\{ \left[\operatorname{Re}(I_{Ddn} + I_{Dqn}) \right]^2 + \left[\operatorname{Im}(I_{Ddn} + I_{Dqn}) \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3b)$$

În cazul în care numărul de bare pe pol este impar, se ia pentru I_{D1} valoarea dublă față de valoarea dată de relațiile (3).

4. Considerarea efectului de saturație produs de curenții din barele coliviei

Se va considera efectul saturației asupra porțiunii fiecărei jumătăți de dinte de o parte și de alta a fiecărei bare a coliviei rotorice. Se va considera aproximativ că înălțimea porțiunii examinate a dintelui este constantă și egală cu înălțimea istmului creștăturii.

Se adoptă următoarele notații:

B_0 - inducția magnetică în spațiul de aer al istmului;

H_0 - intensitatea cîmpului magnetic în același spațiu;

- B_{Fe} - inducția magnetică în oțelul dintelui;
 H_{Fe} - intensitatea cîmpului magnetic în oțelul dintelui;
 b_o - lățimea istmului creștăturii rotorice;
 h_o - înălțimea istmului creștăturii rotorice;
 t_c - pasul creștăturii rotorice.

Exceptînd porțiunea menționată a dintelui, permeabilitatea magnetică a oțelului se consideră infinită.

La calculul reactanței de scăpări, efectul saturației poate fi luat în considerare, înlocuind dimensiunea b_o prin:

$$b'_o = b_o + \frac{t_1 - b_o}{\mu_r} \quad (4) \quad \text{unde} \quad \mu_r = \frac{1}{\mu_o} \cdot \frac{B_{Fe}}{H_{Fe}} \quad (4a)$$

Acum vor fi determinate mărimile B_{Fe} și H_{Fe} . Pentru aceasta se va aplica legea circuitului magnetic pentru un contur care înconjează bara n a coliviei rotorului (fig. 2). Se obține:

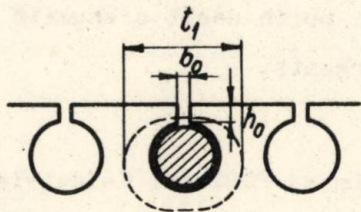


Fig. 2. Explicativ pentru calculul efectului saturației magnetice produse de curenții din barele rotorice.

$$H_o b_o + H_{Fe} (t_1 - b_o) = I_n \quad (5)$$

Din teorema refracției liniilor de câmp magnetic, se obține pentru configurația din fig. 2:

$$B_{Fe} = B_o = \mu_o H_o \quad (6)$$

Înlocuind mărimea H_o din ecuația (5) prin expresia obținută din ecuația (6) se obține:

$$\frac{1}{\mu_o} B_{Fe} b_o + H_{Fe} (t_1 - b_o) = I_n$$

Din curba de magnetizare a oțelului polilor rezultă:

$$B_{Fe} = f(H_{Fe}) .$$

Se obține deci un sistem de două ecuații cu două necunoscute:

$$\frac{b_e}{\mu_o} B_{Fe} + (t_1 - b_o) H_{Fe} = I_n \quad (7a)$$

$$B_{Fe} = f(H_{Fe}) . \quad (7b)$$

Pentru a determina mărimile B_{Fe} și H_{Fe} este necesar să se rezolve sistemul neliniar de ecuații (7). Rezolvarea sistemului de ecuații (7) se poate face ușor prin metoda aproximațiilor succesive. Pentru aceasta se poate da valoarea inițială $B_{Fe} = 0$ și rezultă din ecuația (7a) o anumită valoare H_{Fe} . Pentru valoarea obținută H_{Fe} se obține din ecuația (7b) o nouă valoare B_{Fe} . Pentru această valoare B_{Fe} rezultă din ecuația (7a) o anumită valoare H_{Fe} . Se continuă aproximațiile succesive pînă cînd două valori consecutive ale lui H_{Fe} diferă mai puțin decît o anumită valoare impusă. Soluția este rapid convergentă.

5. Programul de calcul

Programarea a fost efectuată în limbaj FORTRAN. Calculele au fost efectuate pe un calculator electronic numeric IBM 360/30. Pentru calculul integralelor s-a utilizat o subrutină QG 10, iar pentru rezolvarea sistemului de ecuații s-a folosit o subrutină DGELG.

6. Rezultate

Au fost calculate caracteristicile de pornire inclusiv intensitățile curenților în barele coliviei rotorice pentru un motor sincron cu următoarele date: $S_N = 630$ kVA; tensiune între faze $U_N = 6000$ V; $I_N = 64$ A; $f = 50$ Hz; $n = 750$ rot/min; conexiune Y; randament 94%; colivie de alamă.

În fig. 3 se pot vedea curbele obținute prin calcul cu metoda indicată în lucrarea de față. Compararea rezultatelor stabilite prin calcul cu cele obținute experimental a arătat o bună concordanță.

7. Concluzii

S-a prezentat o metodă de calcul a caracteristicilor de pornire a mașinilor sincrone cu poli aparenti de tablă (poli lamele din tole) și colivie (înfășurare de amortizare și pornire). Metoda prezintă avantajul unei precizii mai mari față de metodele cunoscute. În special trebuie menționat că s-a luat în considerare neuniformitatea întrefierului, atât sub piesa polară, cât și în spațiul interpolat. De asemenea s-a luat în considerare efectul saturației asupra caracteristicilor de pornire.

Bibliografie

- [1]. Nicolaide, A.: Studiul parametrilor electrici și al caracteristicilor de funcționare în asincron a mașinii sincrone cu ajutorul calculatorului electronic numeric. În: Electrotehnica, 20, 1972, nr. 12, p. 443-450.
- [2]. Nicolaide, A.: Untersuchung der Dämpferwicklung und des natürlichen Dämpfersystems der Schenkelpol-Synchronmaschinen. În: Archiv für Elektrotechnik, 53. Bd., 2. Heft, 1969, S. 100-120.
- [3]. Fuchs, E.F.; Erdélyi, E.A.: Determination of Waterwheel Alternator Transient Reactances from Flux Plots. În I.E.E.E. Transactions on Power Apparatus and Systems, vol. 91, 1972, No. 5, p. 1975-1802.

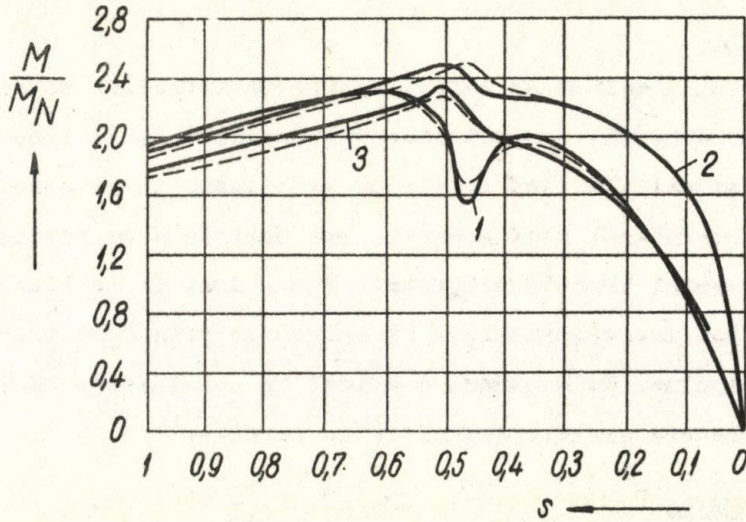


Fig. 3b. Curba cuplului în funcție de alunecare; curbele obținute prin calcul sînt trasate cu linie plină, curbele obținute experimental sînt trasate cu linie întreruptă : 1 - înfășurarea de excitație deschisă ; 2 - înfășurarea de excitație închisă pe o rezistență ; 3 - înfășurarea de excitație scurtcircuitată.

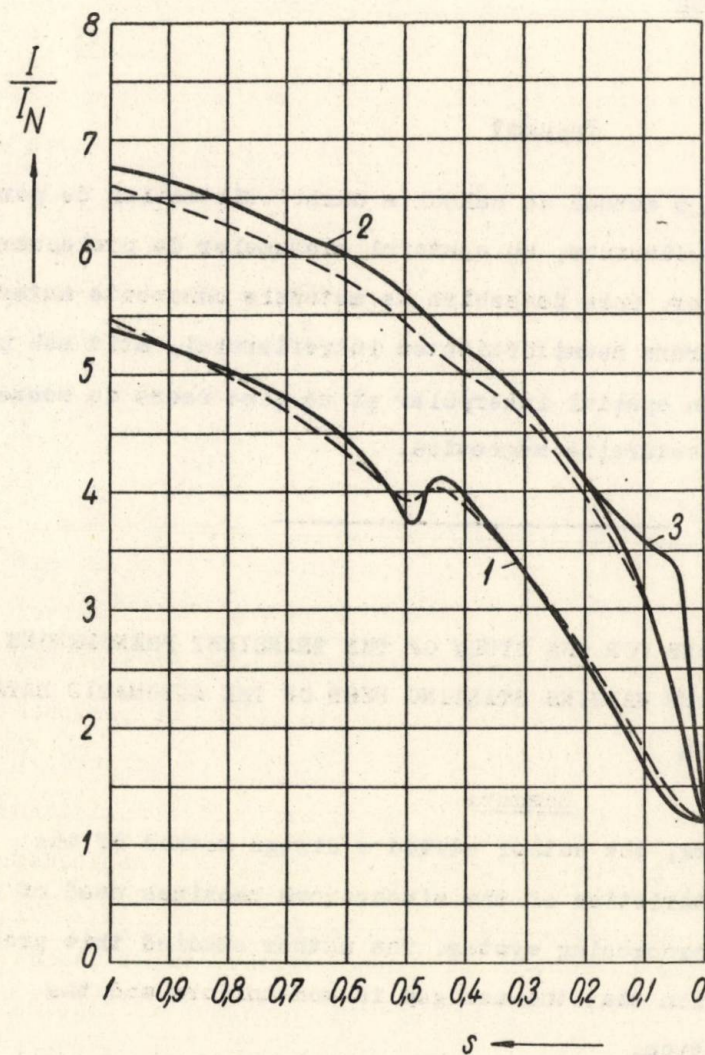


Fig. 3a. Curba curentului în funcție de alunecare; curbele obținute prin calcul sînt trasate cu linie plină, curbele obținute experimental sînt trasate cu linie punctată.

NICOLAIDE, A.

CONTRIBUTII LA STUDIUL FENOMENELOR TRANZITORII LA PORNIRE
ALE MASINILOR SINCRONE CU AJUTORUL SISTEMELOR DE PRELUCRARE
AUTOMATA A DATELOR

Rezumat

Se prezintă o metodă de calcul a caracteristicilor de pornire a mașinilor sincrone, cu ajutorul sistemelor de prelucrare automată a datelor. Spre deosebire de metodele cunoscute anterior, se ia în considerare neuniformitatea întrefierului, atât sub piesa polară, cât și în spațiul interpolar și se ține seama de asemenea de fenomenul de saturație magnetică.

NICOLAIDE, A.

CONTRIBUTIONS FOR THE STUDY OF THE TRANSIENT PHENOMENONS
OF THE SYNCHRONOUS MACHINES STARTING USED OF THE AUTOMATIC DATA
PROCESSING SYSTEM

Summary

In this work, the author studied a design method of the starting characteristics of the synchronous machines used of the automatic data processing system. The author studied this problem with consideration that the air gap is non-uniform and the magnetic saturation.

O METODĂ DE VERIFICARE A NESIMETRIEI CURENȚILOR
ABSORBIȚI DE MOTOARELE ASINCRONE LINIARE ÎN ABSENȚA INDUSULUI

Dr. ing. E. Dîmboiu, profesor la Universitatea
din Brașov;

Ing. D. Bidian, asistent la Universitatea din Brașov;

Ing. O. Peșteanu, asistent la Universitatea din Brașov

În lucrarea [4] s-au determinat curenții nesimetrice absorbiți de un motor asincron liniar cu stator bilateral cu număr par de poli și polii marginali complet bobinați avînd conexiunea stea fără fir neutru, folosind reactanța de dezechilibru. Pentru verificarea experimentală a expresiilor deduse pentru curenți s-a folosit un stator bilateral avînd caracteristicile: conexiunea stea fără fir neutru; $a = 1$ - numărul căilor de curent pe fază; $p = 3$; $q = 2$; $\tau = 18$ cm; $l_1 = 13$ cm - lățimea pachetului de tole statoric; $w_1 = 432$ spire - numărul echivalent de spire inseriate pe o fază a statorului bilateral; $w_b = 18$ spire - numărul de spire ale unei bobine a unei faze; $\delta = 1,25$ cm; $t = 3$ cm - pasul dentar.

Metoda care se prezintă în această lucrare permite calculul curenților nesimetrice ținând seama de inductivitățile utile, mutuale și de dispersie ale fazelor precum și de rezistențele fazelor. Această metodă se poate însă aplica doar în absența îndusului, pentru cazul când porțiunile adăugate la capetele longitudinale ale statorului au fiecare o lungime egală cu o jumătate din pasul dentar. O variantă simplificată a acestei metode a fost prezentată în lucrările [2], [3], în care au fost neglijate inductivitățile de dispersie și rezistențele fazelor.

1. Calculul inductivităților utile și mutuale

Utilizând metoda de calcul a inductivităților proprii și mutuale descrisă în lucrările [1], [2], s-au obținut pentru înfășurarea statorului bilateral experimentat, cu $2p = 6$ și $q = 2$, valorile inductivităților:

$$L_{uA} = L_{uB} = L_{uC} = \frac{3056}{37} w_b^2 \frac{\mu_0 \tau}{\sigma''} l_i ,$$

$$L_{AB} = L_{AC} = - \frac{1280}{37} w_b^2 \frac{\mu_0 \tau}{\sigma''} l_i ,$$

$$L_{BC} = - \frac{1088}{37} w_b^2 \frac{\mu_0 \tau}{\sigma''} l_i .$$

Preluând din lucrarea [4]: $l_i = 14,08$ cm - lățimea ideală;
 $\sigma'' = 1,344$ cm - lățimea întrefierului echivalent, rezultă valorile numerice:

$$L_{uA} = L_{uB} = L_{uC} = 0,0634137 \text{ H},$$

$$L_{AB} = L_{AC} = - 0,0265607 \text{ H},$$

$$L_{BC} = - 0,0225766 \text{ H}.$$

În lucrările anterioare [2], [3], calculul inductivităților utile și mutuale s-a făcut pentru înfășurări plane cu $q = 1$.

În această lucrare calculul a fost făcut pentru $q = 2$, fapt ce a comportat o muncă mai laborioasă.

2. Calculul curenților

Pentru înfășurarea statorului revind conexiunea în stea fără fir neutru ecuațiile de tensiune în complex, în absența indusului, sînt:

$$\|\underline{U}\| = \|\underline{Z}\| \cdot \|\underline{I}\|,$$

unde:

$$\|\underline{U}\| = \begin{Bmatrix} \underline{U}_{AB} \\ \underline{U}_{BC} \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad \|\underline{I}\| = \begin{Bmatrix} \underline{I}_A \\ \underline{I}_B \\ \underline{I}_C \end{Bmatrix};$$

$$\|\underline{Z}\| = \begin{Bmatrix} R_A + j\omega L_{uA} + j\omega L_{\sigma} - j\omega L_{AB} & -R_B - j\omega L_{uB} - j\omega L_{\sigma} + j\omega L_{AB} & j\omega(L_{CA} - L_{CB}) \\ j\omega(L_{BA} - L_{CA}) & R_B + j\omega L_{uB} + j\omega L_{\sigma} - j\omega L_{CB} & -R_C - j\omega L_{uC} - j\omega L_{\sigma} + j\omega L_{BC} \\ / & / & / \end{Bmatrix}.$$

În calculul reactanței de scăpări $X_{\sigma} = \omega L_{\sigma}$ trebuie să se țină seama de faptul că inductivitățile utile și mutuale s-au determinat luînd în considerare toate undele inducției magnetice din întrefier. Se preiau din lucrarea [4]: $R_A = R_B = R_C = 0,887\Omega$; $X_{\sigma} = X_{\sigma 1} - \sigma_{\sigma} X_m = 5,27\Omega$, unde $X_{\sigma 1}$ reprezintă reactanța de scăpări totală pe fază a înfășurării statorului, σ_{σ} - coeficientul scăpărilor diferențiale, iar X_m - reactanța circuitului magnetizant.

Considerînd $\underline{U}_{AB}$ ca tensiune de referință, egală cu 380 V și efectuînd calculele numerice, rezultă pentru curenți expresiile:

$$\underline{I}_A = 6,47 e^{-j 118^{\circ} 34' 20''},$$

$$\underline{I}_B = 6,71 \text{ e}^{j 122^\circ 51' 35''} ,$$

$$\underline{I}_C = 6,73 \text{ e}^{j 0^\circ 19' 36''} .$$

Efectuind calculele curenților după lucrarea [4], luând $\underline{U}_{AB} = 380 \text{ V}$ ca tensiune de referință, au rezultat valorile:

$$\underline{I}_A = \frac{\underline{U}_{AB} - \underline{U}_{CA}}{3\underline{Z} + j4X_0} = 6,46 \text{ e}^{-j 118^\circ 34' 24''} ,$$

$$\underline{I}_B = \frac{1}{2} \left(\frac{\underline{U}_{BC}}{\underline{Z}} - \underline{I}_A \right) = 6,70 \text{ e}^{j 122^\circ 50' 29''} ,$$

$$\underline{I}_C = -\underline{I}_A - \underline{I}_B = 6,727 \text{ e}^{j 0^\circ 20' 31''} .$$

În relațiile de mai sus:

$$\underline{Z} = R + j(X_{\sigma 1} + X_m) = 0,887 + j 32,32 ,$$

$$X_0 = X_{ou} = \frac{e}{2p + e} \omega \frac{\mu_0}{\sigma''} \tau l_i \frac{w_1^2}{p} = 1,25 \Omega ,$$

unde X_{ou} reprezintă reactanța de dezechilibru utilă, R - rezistența pe fază a înfășurării statorului, iar $e = \frac{t}{\tau} = \frac{1}{6}$ - pentru cazul analizat. Nu s-a ținut seama de reactanța de dezechilibru de scăpări.

3. Concluzii

S-a făcut o verificare a nesimetriei curenților pentru un motor asincron liniar plan avînd un număr par de poli și polii marginali complet bobinați.

Metoda prezentată în această lucrare dă rezultate identice cu cea prezentată în lucrarea [4].

Bibliografie

- [1]. Nicolaide, A., Dîmboiu, E. Calculul inductanțelor înfășurărilor de curent alternativ plane. Studii și cercetări de ener-

getică și electrotehnică, t.20, nr.3, 1970, p.633-654.

- [2]. Dîmboiu, E. Contribuții la studiul motorului liniar plan cu cîmp mobil. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1970.
- [3]. Dîmboiu, E., Bidian, D. Studiul nesimetriilor curenților la motoarele liniare cu cîmp mobil la mersul în gol ideal. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, t.22, nr.2, 1972, p. 399-410.
- [4]. Peșteanu, O., Dîmboiu, E., Bidian, D. Efectul de capăt longitudinal static la motoarele asincrone liniare. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, t.24, nr.1, 1974, p. 139-153.

DÎMBOIU E., BIDIAN D., PESTEANU O.

O METODA DE VERIFICARE A NESIMETRIEI CURENȚILOR

ABSORBITI DE MOTOARELE ASINCRONE LINIARE IN ABSENTA INDUSULUI

Rezumat

Se prezintă o metodă de verificare a nesimetriei curenților absorbiți în absența indusului de motoarele asincrone liniare cu număr par de poli și polii marginali complet bobinați avînd conexiunea stea fără fir neutru, utilizînd inductivitățile utile, mutuale și de dispersie ale fazelor, precum și rezistențele fazelor. Se verifică nesimetriile curenților determinați prin metoda reactanței de dezechilibru.

UNE MÉTHODE POUR VÉRIFIER L'ASYMÉTRIE DES COURANTS

ABSORBÉS PAR LES MOTEURS ASYNCHRONES LINÉAIRES EN L'ABSENCE
DE L'INDUIT

Resumé

On présente une méthode pour vérifier l'asymétrie des courants absorbés en l'absence de l'induit par les moteurs asynchrones linéaires avec un nombre pair de pôles et les pôles marginaux complètement-bobinés ayant la connexion en étoile sans fil neutre, en utilisant les inductances utiles, mutuelles et de dispersion des phases, et aussi les résistances des phases. On vérifie les asymétries des courants déterminés par la méthode de la réactance de déséquilibre.

CONSIDERATII PRIVIND SEPARAREA PIERDERILOR IN
FIER UTILIZIND METODA WATTMETRULUI

Dr. ing. W. Szabo conferențiar la Universitatea
din Bragov

1. Introducere

Conform prevederilor standardelor de stat [1], pierderile în fier trebuie determinate în condițiile unei inducții practic sinusoidale în miezul feromagnetic supus încercării, cu scopul de a putea compara ușor rezultatele obținute în diverse laboratoare. Pentru realizarea acestei condiții se iau o serie de măsuri de ordin constructiv privind aparatul Epstein și sursa de alimentare. Controlul formei inducției magnetice se face prin intermediul factorului de formă k_F al tensiunii electromotoare induse în înfășurarea secundară a aparatului Epstein. Dacă k_F este cuprins între 1,099 și 1,21 rezultatul se poate lăsa necorectat; în caz contrar, pierderile se reduc la o formă sinusoidală a inducției, utilizând relația [2]:

$$P_s = P - P_f \left[1 - \frac{1,11^2}{k_f^2} \right], \quad (1)$$

în care P_s reprezintă pierderile totale în regim sinusoidal;

P_f - pierderile prin curenți turbionari, iar P - pierderile totale, determinate la un factor de formă k_f .

Pentru aceasta trebuie efectuată separarea pierderilor în pierderi prin histerezis și pierderi prin curenți turbionari (pierderile reziduale, datorate viscozității magnetice, se neglijează).

În literatura tehnică de specialitate se indică două metode de separare a pierderilor, una bazată pe modificarea frecvenței tensiunii de alimentare, iar a doua pe variația factorului de formă al tensiunii secundare.

În lucrarea de față se prezintă principiul metodelor de separare a pierderilor în fier și se analizează unele surse de erori care pot afecta în mod considerabil precizia măsurilor.

2. Separarea pierderilor prin modificarea frecvenței

Această metodă se bazează pe măsurarea pierderilor totale P la două frecvențe diferite și la aceeași valoare a inducției maxime B_m . Alimentarea instalației se va face, deci, de la un generator cu t.e.m. sinusoidală, avînd frecvența reglabilă în limite largi.

În aceste condiții, pierderile prin histerezis P_h vor fi direct proporționale cu frecvența f , iar pierderile prin curenți turbionari P_f cu pătratul frecvenței:

$$P_h = \lambda_1 f, \quad P_f = \lambda_2 f^2, \quad P = \lambda_1 f + \lambda_2 f^2. \quad (2)$$

Dacă P_1 și P_2 sînt pierderile totale măsurate la frecvențele

f_1 și f_2 , se pot scrie relațiile:

$$P_1 = \lambda_1 f_1 + \lambda_2 f_1^2, \quad P_2 = \lambda_1 f_2 + \lambda_2 f_2^2. \quad (3)$$

Rezolvând aceste relații în raport cu λ_1 și λ_2 ; rezultă pierderile prin histerezis și prin curenți turbionari, corespunzătoare frecvenței f_1 :

$$P_{h1} = \frac{f_1}{\frac{1}{f_1} - \frac{1}{f_2}} \left(\frac{P_1}{f_1^2} - \frac{P_2}{f_2^2} \right); \quad P_{f1} = \frac{f_1^2}{f_1 - f_2} \left(\frac{P_1}{f_1} - \frac{P_2}{f_2} \right). \quad (4)$$

Pierderile totale se pot separa și printr-un procedeu pur grafic (fig.1). Pentru aceasta, într-o diagramă $P/f = F(f)$ se reprezintă pierderile P_1 și P_2 raportate la frecvențele f_1 și f_2 , obținându-se punctele A și B, care determină o dreaptă, ce intersectează axa ordonatelor în punctul C. Așa cum se arată în figură, rezultă imediat P_h/f , $\frac{P_{f1}}{f_1} = \lambda_2 f_1$, $\frac{P_{f2}}{f_2} = \lambda_2 f_2$.

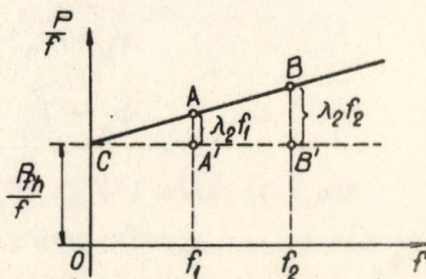


Fig.1.

3. Separarea pierderilor prin variația factorului de formă al tensiunii secundare

În cazul în care lipsește posibilitatea modificării frecvenței, separarea pierderilor se poate realiza și prin variația factorului de formă k_f al tensiunii induse în înfășurarea secundară a aparatului Epstein, păstrînd aceeași inducție maximă. Aceasta se realizează introducînd în circuitul primar o rezistență reglabilă de circa 30 - 60 Ω .

Metoda se bazează pe faptul că pierderile prin curenți turbionari sînt proporționale cu pătratul factorului de formă k_f ,

în timp ce pierderile prin histerezis nu depind de acesta. Se poate scrie, deci:

$$P_f = \left(\frac{k_f}{1,11}\right)^2 P_{fs} , \quad (5)$$

în care P_{fs} reprezintă pierderile prin curenți turbionari în regim de inducție sinusoidală.

Avînd în vedere relația (3), pierderile prin histerezis vor avea expresia:

$$P_h = P - P_f = P - \left(\frac{k_f}{1,11}\right)^2 P_{fs} . \quad (6)$$

Notînd cu P_1 și P_2 pierderile totale corespunzînd valorilor k_{f1} și k_{f2} ale factorului de formă, rezultă:

$$P_h = P_1 - \left(\frac{k_{f1}}{1,11}\right)^2 P_{fs} , \quad (7)$$

$$P_h = P_2 - \left(\frac{k_{f2}}{1,11}\right)^2 P_{fs} .$$

Din relațiile (7) și (5) se obțin pierderile prin curenți turbionari corespunzătoare factorului de formă k_{f1} :

$$P_{f1} = (P_2 - P_1) \frac{k_{f1}^2}{k_{f2}^2 - k_{f1}^2} , \quad (8)$$

iar din (7) rezultă pierderile prin histerezis:

$$P_h = \frac{P_1}{1 - \left(\frac{k_{f1}}{k_{f2}}\right)^2} + \frac{P_2}{1 - \left(\frac{k_{f2}}{k_{f1}}\right)^2} . \quad (9)$$

Si în acest caz separarea pierderilor se poate realiza printr-un procedeu grafic (fig.2). În acest scop, într-o diagramă $P = f(k_f^2)$ se reprezintă valorile P_1 și P_2 ale pierderilor totale corespunzătoare lui k_{f1}^2 și k_{f2}^2 , obținîndu-se punctele A și B, care determină o dreaptă ce intersectează axa ordonatelor în punctul C. Segmentul OC reprezintă pierderile prin histerezis,

iar AA' și BB' - pierderile prin curenți turbionari pentru valorile k_{f1} și k_{f2} ale factorului de formă. Din această diagramă se pot determina direct și pierderile totale în fier, în regim de inducție sinusoidală. Aceste pierderi sînt date de ordonata punctului E, avînd abscisa $1,11^2$, adică de segmentul OD.

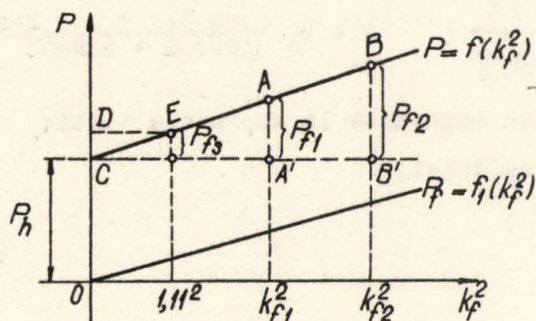


Fig.2.

Această metodă de separare a pierderilor este mai avantajoasă decît prima, deoarece nu necesită o sursă de alimentare cu frecvență variabilă, modificarea factorului de formă realizîndu-se extrem de ușor.

4. Considerații asupra unor surse de erori

În prima metodă de separare a pierderilor se consideră că pierderile prin histerezis raportate la un ciclu de magnetizare (P_h/f) sînt constante, adică nu depind de frecvența tensiunii de alimentare, iar în metoda a doua se admite că aceste pierderi sînt independente de factorul de formă al tensiunii secundare, deci de forma de variație în timp a inducției magnetice din miez.

În cele ce urmează se va analiza dacă aceste condiții pot fi îndeplinite în realitate, ținînd cont de acțiunea demagnetiz-

zantă a curenților turbionari.

Datorită cîmpului magnetic de reacție al curenților turbionari, inducția magnetică se repartizează neuniform pe secțiunea tolei; valoarea cea mai mare a inducției apare pe suprafața tolei, iar valoarea cea mai mică în mijlocul acesteia. Repartiția inducției magnetice în secțiunea tolei este dată de relațiile [3]:

$$\underline{B} = \underline{B}_0 \frac{\operatorname{ch} \frac{\gamma}{2} x}{\operatorname{ch} \frac{\gamma}{2} \frac{\Delta}{2}}; \quad B = B_0 \sqrt{\frac{\operatorname{ch} 2\alpha x + \cos 2\alpha x}{\operatorname{ch} \alpha \Delta + \cos \alpha \Delta}}, \quad (10)$$

unde B_0 este inducția magnetică la suprafața tolei;

Δ - grosimea tolei;

$$\underline{\gamma} = \sqrt{j\omega\mu\sigma};$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{\omega\mu\sigma}{2}}.$$

Gradul de neuniformitate a repartiției inducției în secțiunea tolei se poate caracteriza prin raportul dintre valorile efective ale inducției pe suprafața tolei și în centrul acesteia:

$$\frac{B_0}{B_{\min}} = \sqrt{\frac{\operatorname{ch} \alpha \Delta + \cos \alpha \Delta}{2}}. \quad (11)$$

Fluxul magnetic din miez este dat de relația:

$$\phi = \phi_m \sin \omega t = S B_{0m} \frac{\sqrt{2}}{\alpha \Delta} \sqrt{\frac{\operatorname{ch} \alpha \Delta - \cos \alpha \Delta}{\operatorname{ch} \alpha \Delta + \cos \alpha \Delta}}. \quad (12)$$

Tensiunea electromotoare indusă în înfășurarea secundară a aparatului Epstein va fi:

$$u_e = -w_2 \frac{d\phi}{dt}. \quad (13)$$

Voltmetrul conectat în secundar măsoară valoarea medie a acestei tensiuni, adică:

$$U_{\text{emed}} = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{T}{2}} u_e dt = 4fw_2 S B_{0m} \frac{\sqrt{2}}{\alpha \Delta} \sqrt{\frac{\operatorname{ch} \alpha \Delta - \cos \alpha \Delta}{\operatorname{ch} \alpha \Delta + \cos \alpha \Delta}}, \quad (14)$$

sau

$$U_{\text{emed}} = 4S w_2 f B_{\text{mmed}}, \quad (15)$$

unde:

$$B_{\text{mmed}} = B_{\text{om}} \frac{\sqrt{2}}{\alpha \Delta} \sqrt{\frac{\text{ch} \alpha \Delta - \cos \alpha \Delta}{\text{ch} \alpha \Delta + \cos \alpha \Delta}}. \quad (16)$$

Relația (15) arată că voltmetrul dă deviații proporționale cu valoarea medie, pe secțiunea miezului, a inducției maxime.

În aceste condiții, pierderile reale prin histerezis P_{hreal} , determinate în ipoteza repartiției neuniforme a inducției prin miez, diferă de pierderile prin histerezis P_h , calculate cu inducția B_{mmed} . Pierderile P_{hreal} rezultă cu o bună aproximație descompunând miezul într-o serie de zone și calculând pierderile pentru fiecare zonă (pentru B_m într-o zonă se ia semisuma valorilor inducției maxime pe cele două frontiere ale zonei).

Din calculele efectuate pentru tole de diferite grosimi și la diverse frecvențe (de la 25 la 150 Hz), rezultă că erorile relative cu care se determină pierderile prin histerezis pot ajunge pînă la 4 - 5%, adică:

$$\varepsilon_h = \frac{\Delta P_h}{P_{\text{hreal}}} = \frac{P_{\text{hreal}} - P_h}{P_{\text{hreal}}} = 4-5\%.$$

Avînd în vedere că $P_f = P - P_h$, rezultă că erorile absolute care afectează pierderile prin curenți turbionari (ΔP_f) sînt egale cu ΔP_h :

$$\Delta P_f = \Delta P_h, \quad (17)$$

iar

$$\varepsilon_f = \frac{\Delta P_f}{P_{\text{freal}}} = \frac{\Delta P_h}{P_{\text{freal}}}. \quad (18)$$

Intrucît pierderile prin curenți turbionari reprezintă în mod obișnuit 10-40 % din pierderile totale, ε_f poate ajunge la valori de 10 - 40 %.

În consecință, erorile cu care se determină pierderile prin histerezis și prin curenți turbionari, folosind metoda separării prin variația frecvenței, pot deveni apreciabile, în special în cazul măsurărilor la inducții mari (1,5 - 1,7 T) și tole groase (0,5 mm). Pentru reducerea la minimum a acestor erori, este de dorit să se folosească frecvențele de 25/50 Hz și nu frecvențele de 50/100 Hz sau 50/150 Hz.

Trebuie menționat că aceste erori sînt mai mici la metoda separării pierderilor prin variația factorului de formă al tensiunii secundare.

Bibliografie

- [1]. STAS 7758-67.
- [2]. Wiener, U. Măsurări electrice industriale, vol.II, Măsurarea mărimilor magnetice. București, Editura tehnică 1969.
- [3]. Neiman, L.R și Kalantarov, P.L. Bazele teoretice ale electrotehnicii, partea III-a. București, Editura tehnică 1956.

SZABO W.

CONSIDERATII PRIVIND SEPARAREA PIERDERILOR IN FIER
UTILIZIND METODA WATTMETRULUI

Rezumat

In lucrare se prezintă cele două metode utilizate în prezent pentru separarea pierderilor în fier: metoda bazată pe modificarea frecvenței tensiunii de alimentare și metoda variației factorului de formă al tensiunii secundare.

In continuare se analizează erorile care apar la separarea pierderilor, datorită acțiunii demagnetizante a curenților turbionari. Aceste erori pot deveni apreciabile la separarea pierderilor prin modificarea frecvenței, în special în cazul măsurărilor la inducții mari și tole groase. Pentru reducerea acestor erori se recomandă folosirea frecvențelor de 25/50 Hz, în locul frecvențelor de 50/100 Hz sau 50/150 Hz.

Se menționează că erorile sînt mai mici la separarea pierderilor prin variația factorului de formă al tensiunii secundare.

BETRACHTUNGEN UBER DIE TRENNUNG DER UMMAGNETISIERUNGSVER-
LUSTE MIT DER ANWENDUNG DER LEISTUNGSMESSERMETHODE

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die zwei Methoden die jetzt bei der Trennung der Ummagnetisierungsverluste angewendet werden dargestellt: die Methode der Veränderung der Frequenz der Eingangsspannung und die Methode der Veränderung des Formfaktors der Ausgangsspannung. Weiter werden die Fehler die bei der Trennung der Verluste wegen dem demagnetisierenden Einfluss der Wirbelströme erscheinen, untersucht. Diese Fehler können wichtig werden bei der Trennung der Verluste durch die Veränderung der Frequenz, insbesondere im Falle der Messung grosser Induktionen und bei dicken Blechen. Für die Verringerung dieser Fehler wird die Anwendung der Frequenzen 25/50 Hz statt der Frequenzen 50/100 Hz oder 50/150 Hz empfohlen.

Es wird erwähnt, dass die Fehler bei der Trennung der Verluste durch die Veränderung des Formfaktors der Ausgangsspannung kleiner sind.

CONDITII DE COMANDA A MUTATOARELOR DIN CIRCUITUL
ROTORIC AL MOTORULUI ASINCRON

Dr. ing. I. Țopa, șef de lucrări la Universitatea din
Bragov

1. Introducere

Utilizarea în circuitul rotoric al motorului asincron a două mutatoare cu tiristoare permite modificarea turației acestuia în limite largi atât sub viteza de sincronism cât și peste aceasta [1],[2],[3]. Cele două mutatoare $n1$ și $n2$ (fig.1) pot funcționa atât în regim de redresor cât și-n regim de invertor.

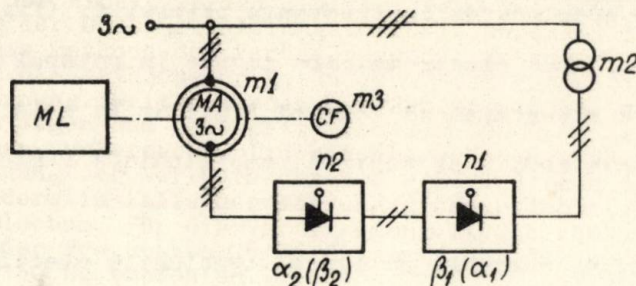


Fig.1.

În cele ce urmează se consideră funcționarea idealizată și se notează prin α unghiul de întârziere la aprindere (regim de redresor) și prin β unghiul de avans la aprindere (regim de invertor). Se determină condițiile de comandă ale mutatoarelor pentru o modificare în limite largi a turației motorului sub și peste turația de sincronism.

2. Condiții de comandă pentru mutatorul n2

Problema cea mai importantă este comanda mutatorului n2. Presupunem $\alpha_2 = \delta = \text{const}$ și $\beta_1 = \delta$. Dacă dorim să schimbăm alunecarea s de la o valoare pozitivă la una negativă trebuie comandat n2 astfel încât regimul de funcționare să se schimbe de la funcționarea ca redresor la $\alpha_2 = \delta$ la funcționarea ca invertor la $\beta_2 = \delta$. În acest caz succesiunea fazelor tensiunii rotorice se schimbă când alunecarea s își schimbă semnul.

Impulsurile de comandă ale mutatorului n2 trebuie sincronizate cu frecvența de alunecare $f_2 = sf_1$. Obținerea frecvenței de alunecare de la inelele motorului asincron nu se poate utiliza deoarece amplitudinea tensiunii rotorice se modifică în raport cu alunecarea. Pentru înlăturarea acestui neajuns se utilizează un mic convertizor de frecvență hexafazat m3 montat pe același arbore cu motorul asincron și alimentat prin intermediul unui transformator de adaptare de la frecvența rețelei f_1 (fig.1).

În cazul tensiunii electromotoare induse în rotorul motorului asincron dacă alunecarea se schimbă brusc de la s la $-s$, polaritatea tensiunii induse se schimbă, amplitudinea rămânând constantă.

Notînd cu u, v, w fazele rotorice, tensiunile electromotoare induse se scriu în domeniul alunecărilor pozitive

$$\begin{aligned}
 u_{uv} &= \sqrt{2} s U_{20} \sin(s\omega t) ; \\
 u_{vw} &= \sqrt{2} s U_{20} \sin(s\omega t - \frac{2\pi}{3}) ; \\
 u_{wu} &= \sqrt{2} s U_{20} \sin(s\omega t - \frac{4\pi}{3}) ,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

iar în domeniul alunecărilor negative

$$\begin{aligned}
 u_{uv} &= \sqrt{2} (-s) U_{20} \sin(-s\omega t) ; \\
 u_{vw} &= \sqrt{2} (-s) U_{20} \sin(-s\omega t - \frac{2\pi}{3}) ; \\
 u_{wu} &= \sqrt{2} (-s) U_{20} \sin(-s\omega t - \frac{4\pi}{3}) .
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Relațiile (1) și (2) arată că succesiunea fazelor este inversată.

Când alunecarea se schimbă brusc de la s la $-s$ polaritatea tensiunii de ieșire a convertizorului de frecvență rămâne ne-schimbată.

Notînd cu a, b, c fazele convertizorului de frecvență, pentru domeniul alunecărilor pozitive se obține

$$\begin{aligned}
 u_{ao} &= \sqrt{2} U \sin(s\omega t - \delta) ; \\
 u_{bo} &= \sqrt{2} U \sin(s\omega t - \delta - \frac{2\pi}{3}) ; \\
 u_{co} &= \sqrt{2} U \sin(s\omega t - \delta - \frac{4\pi}{3}) .
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

În domeniul alunecărilor negative rezultă

$$\begin{aligned}
 u_{ao} &= \sqrt{2} U \sin(-s\omega t + \delta + \pi) ; \\
 u_{bo} &= \sqrt{2} U \sin(-s\omega t + \delta + \pi + \frac{2\pi}{3}) ; \\
 u_{co} &= \sqrt{2} U \sin(-s\omega t + \delta + \pi + \frac{4\pi}{3}) .
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Relațiile (3) și (4) arată de asemenea inversarea succesiunii fazelor.

Pentru ca mutatorul n_2 să funcționeze ca redresor la $\alpha_2 = \delta = \text{const.}$ sau ca inverter la $\beta_2 = \delta = \text{const.}$ trebuie determinat modul de combinare a tensiunilor rotorice ale motorului asincron, notate

$$u_{uv}, u_{uw}, u_{vw}, u_{vu}, u_{wu}, u_{wv}$$

cu tensiunile de comandă produse de convertizorul de frecvență și notate

$$u_{ao}, u_{c'o}, u_{bo}, u_{a'o}, u_{co}, u_{b'o}.$$

Trebuie de asemenea determinat la ce fază a tensiunii semnalului de comandă trebuie aplicate impulsurile de comandă tiristoarelor.

Presupunem că arborii celor două mașini $m1$ și $m3$ (fig.1) sînt astfel cuplați încît pentru $s > 0$ u_{ao} este înaintea lui u_{uv} cu δ (fig.2a). Atunci trebuie generat un impuls de comandă în momentul cînd tensiunea u_{ao} are faza $\gamma + \frac{\pi}{3} + \delta$ pentru a-l aplica în momentul cînd u_{uv} are faza $\frac{\pi}{3} + \delta$ sau $\alpha_2 = \delta$. Dacă $s < 0$ u_{ao} este defazată în urma lui u_{uv} cu δ (fig.2b).

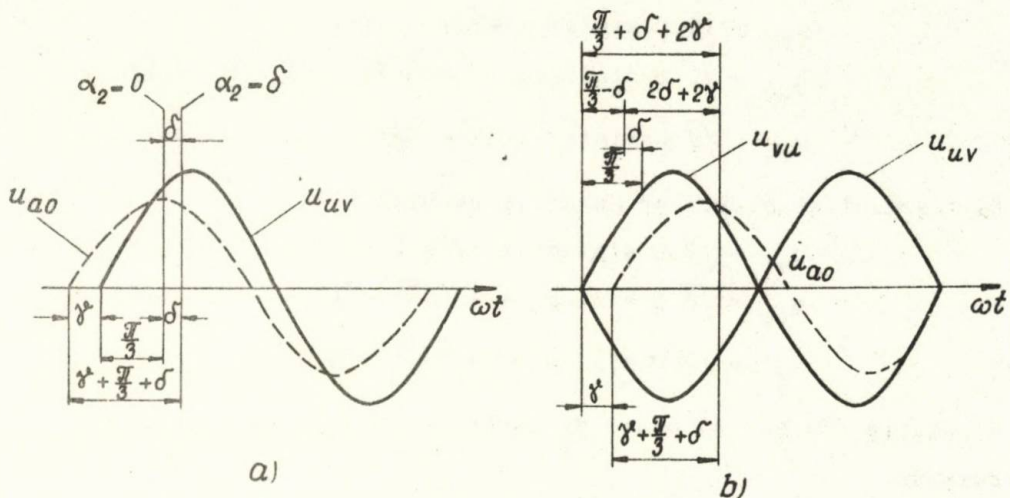


Fig. 2.

Prin urmare condiția este

$$2\gamma + 2\delta = \pm 2n\pi \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$$

sau

$$\gamma = \pm n\pi - \delta. \quad (5)$$

Din (5) dînd lui n numai valorile 0 și 1 rezultă

$$\gamma = -\delta \quad (6) \quad \text{și} \quad \gamma = \pi - \delta. \quad (7)$$

$$\text{Dacă } \gamma = -\delta \text{ din (6) se obține } \gamma + \delta + \frac{\pi}{3} = \frac{\pi}{3}. \quad (8)$$

Impulsul de comandă trebuie generat în momentul cînd u_{ao} are faza $\frac{\pi}{3}$.

$$\text{Dacă } \gamma = \pi - \delta \text{ rezultă } \gamma + \delta + \frac{\pi}{3} = \frac{4\pi}{3}. \quad (9)$$

Impulsul de comandă trebuie generat în momentul cînd tensiunea u_{ao} are faza $\frac{4\pi}{3}$.

Rezultă că tensiunea rotorică poate fi combinată cu tensiunea de comandă așa cum se arată în tab.1 și 2 dacă impulsul de comandă este generat în momentul cînd tensiunea de comandă are faza $\frac{\pi}{3}$ sau $\frac{4\pi}{3}$.

$$\gamma = -\delta; s > 0$$

Tabelul 1

Perechile de tiristoare comandate (fig. 3)	T_1, T_2'	T_1, T_3'	T_2, T_3'	T_2, T_1'	T_3, T_1'	T_3, T_2'
Tensiunea rotorică a motorului asincron	u_{uv}	u_{uw}	u_{vw}	u_{vu}	u_{wu}	u_{wv}
Tensiunea de comandă	u_{ao}	$u_{c'o}$	u_{bo}	$u_{a'o}$	u_{co}	$u_{b'o}$

Impulsurile de comandă trebuie generate în momentul cînd semnalul de comandă are faza $\theta = \frac{\pi}{3}$. Mutatorul $n2$ funcționează ca redresor cu $\alpha_2 = \delta$ și ca invertor cu $\beta_2 = \delta$.

$$\gamma = \pi - \delta; s > 0$$

Tabelul 2

Perechile de tiristoare comandate	T_1, T_2'	T_1, T_3'	T_2, T_3'	T_2, T_1'	T_3, T_1'	T_3, T_2'
Tensiunea rotorică a motorului asincron	u_{uv}	u_{uw}	u_{vw}	u_{vu}	u_{wu}	u_{wv}
Tensiunea de comandă	$u_{a'o}$	u_{co}	$u_{b'o}$	u_{ao}	$u_{c'o}$	u_{bo}

Impulsurile de comandă trebuie generate în momentul când semnalul de comandă are faza $\theta = \frac{4\pi}{3}$. Mutatorul n2 funcționează ca redresor cu $\alpha_2 = \delta$ și ca inverter cu $\beta_2 = \delta$.

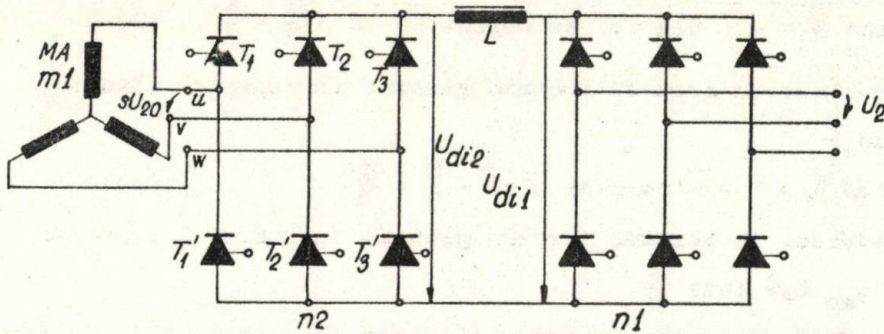


Fig. 3.

Figura 4a ilustrează tensiunile rotorice și tensiunile de comandă pentru datele din tabelul 2 unde $s > 0$. În figura 4b se prezintă cazul pentru $s < 0$. În ambele situații motorul funcționează într-un sens denumit arbitrar sens de rotație pozitiv.

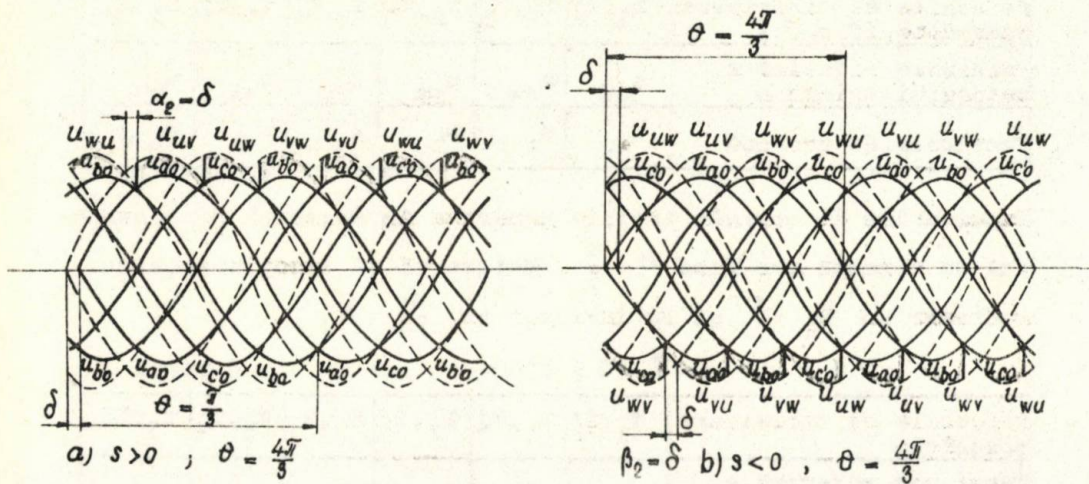


Fig.4.

Pentru comanda mutatorului n2, în scopul modificării turației motorului asincron sub și peste turația de sincronism, tre-

buie deci luate în considerare următoarele condiții:

- a) condiția de cuplare a arborilor motorului asincron și a convertizorului de comandă;
- b) modul de combinare a tensiunii rotorice a motorului asincron cu tensiunea de comandă obținută de la convertizorul hexafazat de comandă;
- c) valoarea fazei tensiunii de comandă la care să fie generate impulsurile de comandă ale tiristoarelor ($\theta = 60^\circ$ sau 240°).

3. Condiții de comandă pentru mutatorul n2 în cazul inversării sensului de rotație

Pentru inversarea sensului de rotație a motorului asincron dacă se alimentează motorul asincron și convertizorul de comandă de la un sistem trifazat simetric de tensiuni de succesiune inversă, considerînd alunecarea aceeași, polaritatea t.e.m. induse în rotorul motorului asincron și în convertizorul de comandă se inversează (fig.5a și 5 b).

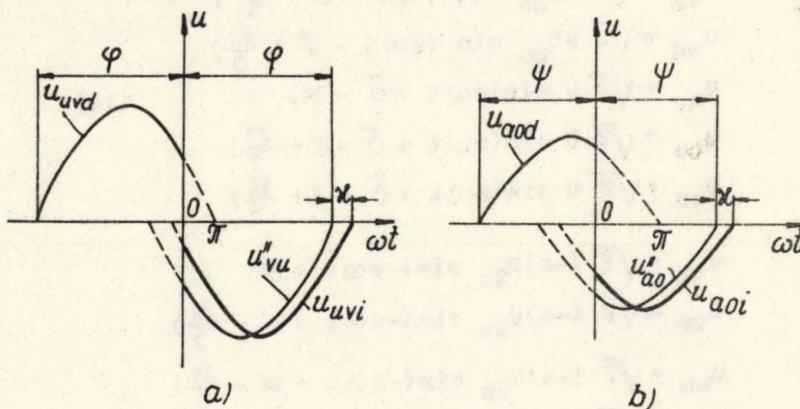


Fig.5.

În cazul sistemului de succesiune directă tensiunea u_{uv} este

$$u_{uvd} = \sqrt{2} s u_{20} \sin(\omega t + \varphi), \quad (10)$$

iar în cazul sistemului de succesiune inversă

$$u_{uvi} = \sqrt{2} s U_{20} \sin(\omega t - \varphi - \kappa). \quad (11)$$

În mod analog pentru convertizor rezultă

$$u_{aod} = \sqrt{2} U \sin(\omega t + \psi) \quad (12)$$

și

$$u_{aoi} = \sqrt{2} U \sin(\omega t - \psi - \kappa). \quad (13)$$

Considerăm că motorul asincron este astfel cuplat mecanic pe arbore cu convertizorul de frecvență încât tensiunea u_{ao} este în urma tensiunii u_{uv} cu unghiul δ dacă alunecarea este pozitivă și sistemul trifazat al tensiunilor de alimentare este de succesiune directă. Tensiunile induse sînt date de relațiile (1)-(4) cînd motorul se rotește într-un sens de rotație denumit în cele ce urmează sens de rotație pozitiv. Dacă sistemul trifazat al tensiunilor de alimentare este de succesiune inversă atunci se obține:

-pentru $s > 0$

$$\begin{aligned} u_{uv} &= \sqrt{2} s U_{20} \sin(s\omega t - \kappa) \\ u_{vw} &= \sqrt{2} s U_{20} \sin(s\omega t - \kappa + \frac{2\pi}{3}) \\ u_{wu} &= \sqrt{2} s U_{20} \sin(s\omega t - \kappa + \frac{4\pi}{3}) \\ u_{ao} &= \sqrt{2} U \sin(s\omega t + \delta - \kappa) \\ u_{bo} &= \sqrt{2} U \sin(s\omega t + \delta - \kappa + \frac{2\pi}{3}) \\ u_{co} &= \sqrt{2} U \sin(s\omega t + \delta - \kappa + \frac{4\pi}{3}) \end{aligned} \quad (14)$$

-pentru $s < 0$

$$\begin{aligned} u_{uv} &= \sqrt{2} (-s) U_{20} \sin(-s\omega t + \kappa) \\ u_{vw} &= \sqrt{2} (-s) U_{20} \sin(-s\omega t + \kappa - \frac{2\pi}{3}) \\ u_{wu} &= \sqrt{2} (-s) U_{20} \sin(-s\omega t + \kappa - \frac{4\pi}{3}) \\ u_{ao} &= \sqrt{2} U \sin(-s\omega t + \kappa - \delta - \pi) \\ u_{bo} &= \sqrt{2} U \sin(-s\omega t + \kappa - \delta - \pi - \frac{2\pi}{3}) \\ u_{co} &= \sqrt{2} U \sin(-s\omega t + \kappa - \delta - \pi - \frac{4\pi}{3}). \end{aligned} \quad (15)$$

Relațiile (1) - (4) sînt reprezentate în diagramele de fazori din figura 6, iar relațiile (14) și (15) în diagramele fazoriale din figura 7.

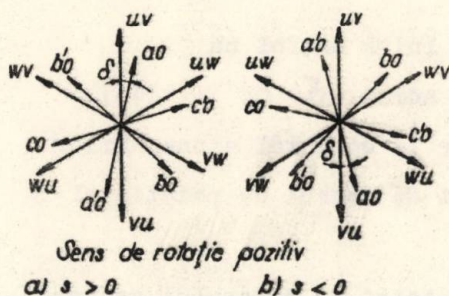


Fig.6.

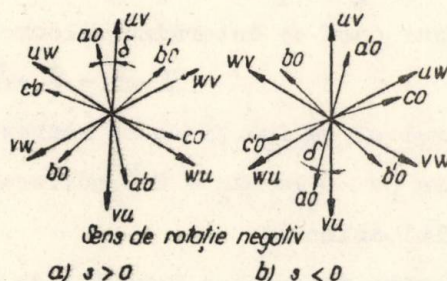


Fig.7.

Considerăm sensul de rotație pozitiv și cazul cînd impulsurile de comandă trebuie generate la $\theta = 240^\circ$. Pentru ca mutatorul n2 să funcționeze în regim de redresor la $s > 0$ și $\alpha_2 = \delta$ și în regim de invertor la $s < 0$ și $\beta_2 = \delta$ tensiunile rotorice ale motorului asincron trebuie combinate cu acele tensiuni de comandă care sînt defazate înainte cu $\pi - \delta$ (fig.6a) sau cu δ (fig.6b). Deci perechile de tensiuni: u_{uv} , $u_{a'o}$; u_{uw} , $u_{c'o}$; u_{vw} , $u_{b'o}$;... trebuie repartizate dispozitivelor de comandă ale perechilor de tiristoare: T_1, T_2 ; T_1, T_3 ; T_2, T_3 ;

Pentru sensul de rotație negativ și $s > 0$ (fig.7a) nu există tensiune de comandă defazată cu $\pi - \delta$ înaintea tensiunii rotorice u_{uv} , dar există tensiune de comandă defazată înainte cu $\pi + \delta$. Pentru $s < 0$ (fig.7b) nu există tensiune de comandă defazată înaintea tensiunii u_{uv} cu δ dar există tensiune de comandă defazată în urmă cu δ . În sensul de rotație negativ pentru

ca mutatorul n2 să funcționeze în regim de redresor la $s > 0$ și $\alpha_2 = -\delta$ și în regim de invertor la $s < 0$ și $\beta_2 = -\delta$ perechile de tensiuni: $u_{uv}, u_{a'o}$; u_{uw}, u_{co} ; $u_{vw}, u_{b'o}$; trebuie repartizate dispozitivelor de comandă ale perechilor de tiristoare: T_1, T_2^i ; T_1, T_3^i ; T_2, T_3^i ;

Deci dacă se determină valoarea lui δ astfel ca

$$\mathcal{T} - \delta = \mathcal{T} + \delta \text{ adică } \delta = 0, \quad (16)$$

mutatorul n2 va funcționa ca redresor în domeniul alunecărilor pozitive [$s > 0$ la $\alpha_2 = 0$] indiferent de sensul de rotație al motorului asincron.

Pentru inversarea sensului de rotație al motorului asincron este deci necesară numai schimbarea a două faze de alimentare a motorului asincron și a convertizorului hexafazat de comandă.

4. Concluzii

Determinarea condițiilor de comandă pentru mutatoarele din circuitul rotorice al motorului asincron, în scopul modificării turației acestuia în limite largi, sub și peste turația de sincronism, conduce la două moduri de combinare a tensiunilor rotorice cu tensiunile de comandă. Aceste moduri, ilustrate în lucrare, se referă la faza tensiunii de comandă la care trebuie generat impulsul de comandă.

Același mod de combinare a tensiunilor se menține și în cazul inversării sensului de rotație. Inversarea sensului de rotație a motorului se realizează prin inversarea a două faze a tensiunii de alimentare a motorului și a convertizorului hexafazat de comandă.

Condițiile de comandă ale mutatorului n1 au fost determinate și verificate experimental într-o lucrare anterioară [4].

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Vărzaru, Em. g.a. Reglarea vitezei motoarelor asincrone cu inele colectoare prin cascadă subsincronă cu tiristoare. In: Automatica și electronica, vol.11, nr.4, 1967, p.163-169.
- [2]. Kazuno, H. A Wide-range Speed Control of an Induction Motor with Static Scherbius and Krämer Systems. In: Electrical Engineering in Japan, vol. 89, nr.2, 1969, p.10-19.
- [3]. Topa, Iulian. Contribuții la studiul sistemelor de acționare cu recuperarea energiei de alunecare. Teză de doctorat. Institutul politehnic Iași, 1972.
- [4]. Iulian Topa și Virgil Pîrvulescu. Cercetări experimentale privind modificarea turației motoarelor asincrone prin recuperarea electromagnetică a energiei de alunecare. In: Lucrările Conferinței inginerilor și tehnicienilor din județul Brașov, 1972, 12 p. (în curs de apariție).

TOPA IULIAN

CONDITII DE COMANDA A MUTATOARELOR DIN CIRCUITUL

ROTORIC AL MOTORULUI ASINCRON

Rezumat

In lucrare se determină condițiile de comandă pentru mutatoarele din circuitul rotoric al motorului asincron în scopul modificării turației sub și peste turația de sincronism. Sînt determinate două moduri de combinare a tensiunilor rotorice cu tensiunile de comandă obținute de la un mic convertizor hexafazat de frecvență montat pe arborele motorului. Concluziile sînt valabile pentru ambele sensuri de rotație.

DIE STEUERBEDINGUNGEN DER STROMRICHTER AUS DEM

ANKERSTROMKREIS DES ASYNCHRONMOTORS

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Steuerbedingungen für die Stromrichter aus dem Ankerstromkreis des Asynchronmotors, zwecks Veränderung der Drehzahl unter und über die Synchronisierungsdrehzahl, bestimmt. Zwei Kombinationsarten der Ankerspannungen mit den von einem kleinen sechsphasigem, auf die Welle des Motors montierten Umrichter erhaltenen Steuerspannungen werden bestimmt. Die Schlussfolgerungen sind für beide Drehrichtungen gültig.

REGLAREA NUMERICA A TENSIUNII DE EXCITATIE

Ing. Dan Mihoc, șef de lucrări la Institutul
Politehnic din București.

1. Introducere

După cum se cunoaște, în literatura de specialitate publicată în ultimii ani, pe plan mondial, se prezintă noile sisteme de excitație pentru generatoarele sincrone și regulatoarele aferente acestora, caracterizate prin performanțe net superioare. Astfel în [2, 3, 5, 10] se menționează realizarea de regulatoare pentru tensiunea de excitație a generatoarelor sincrone, cu valori ale coeficientului de amplificare pe canalul abaterii tensiunii statoreice de 4-10 ori mai mari decât cele ale unui sistem de reglarea excitației de concepție clasică, care folosesc pentru stabilizarea funcționării semnale adiționale, proporționale cu abaterea și derivatele de ordin superior ale unor parametri (tensiunea sau curentul statoric, unghiul electric intern, viteza unghiulară sau

frecvența etc.). Sistemul de excitație tinde să devină, aproape în exclusivitate, de tip static, cu punți redresoare comandate, situate în excitația alternatorului principal.

Recent, s-au evidențiat și unele cercetări privind introducerea teoriei moderne a controlului optimal la conceperea și realizarea sistemelor de reglare automată a tensiunii de excitație a generatorului sincron.

În lucrarea de față se evidențiază posibilitățile largi pe care trecerea la metodele numerice de reglare a tensiunii de excitație a generatoarelor sincrone le deschide realizării unor sisteme de reglare automată a tensiunii de excitație, cu performanțe superioare celor clasice, care să permită o bună forțare a excitației și o dezexcitație rapidă, în condițiile unei funcționări stabile la diferite regimuri de încărcare a mașinii sincrone generatoare.

2. Structura sistemelor de reglare numerică.

Se pot realiza sisteme de reglare a tensiunii de excitație de tip hibrid, care să folosească elemente numerice și regulatoare automate de tip analogic. În figura 1 este prezentată schema funcțională pentru o astfel de instalație de reglare.

Mărimile x_1^* și x_e^* sînt introduse în comparatorul EC, realizat pe principiu numeric. Variația de la intrare $x_1(t)$ este codificată sub forma x_1^* prin intermediul unui dispozitiv numeric DN, tip registru.

Mărimea continuă de la ieșire $x_e(t)$ este convertită în mărimea x_e^* cu ajutorul unui convertor analogic-numeric CAN, introdus pe calea de reacție. Abaterea ϵ^* este convertită într-un semnal

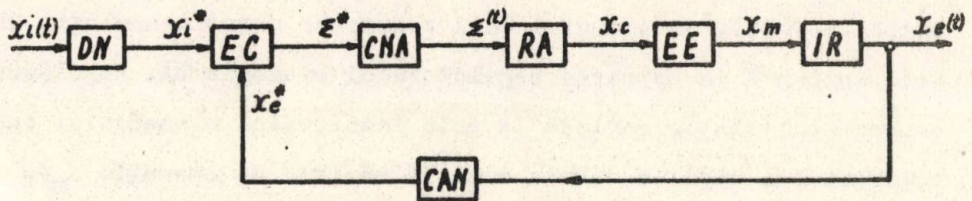


Fig. 1

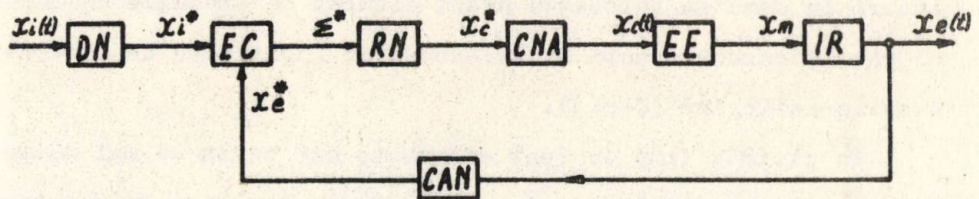


Fig. 2

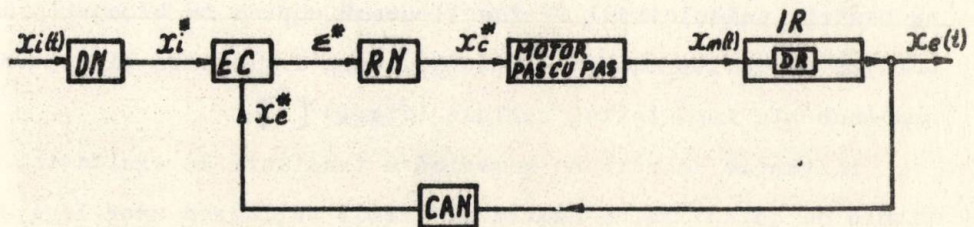


Fig. 3

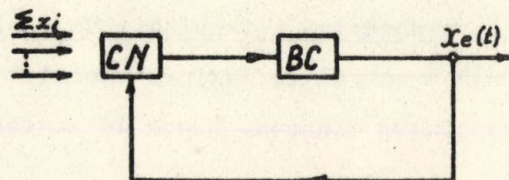


Fig. 4

analogic $\mathcal{E}(t)$, cu ajutorul unui convertor numeric-analogic CNA și este aplicată la intrarea regulatorului analogic RA. Regulatorul comandă instalația reglată IR prin intermediul elementului de execuție EE (la ieșirea căruia rezultă mărimea de execuție x_m).

Dacă se folosește un regulator numeric RN, schema de reglare se prezintă ca în figura 2. O simplificare intervine [7] în acele cazuri în care se folosește drept element de execuție un motor pas cu pas, deoarece acesta îndeplinește și funcțiunea de convertire numeric-analogică (fig.3).

În ultimul timp au fost efectuate din ce în ce mai multe cercetări privind utilizarea de calculatoare sau mini-calculatoare numerice pentru reglarea numerică a tensiunii de excitație. În aceste cazuri, calculatorul CN funcționează cuplat cu blocurile de convertire BC de tip numeric-analogic, care înglobează și elementele continue ale instalației reglate (fig.4) [7].

Sistemele de reglare numerică a tensiunii de excitație, realizate cu calculatoare numerice, permit obținerea unor legi de reglare adaptivă, optimală sau sub-optimală a tensiunii generatorului sincron [1,7,8,9].

3. Scheme de reglare numerică a tensiunii de excitație.

În [10] se prezintă o schemă de reglare numerică a tensiunii de excitație a unui generator sincron. Legea de reglare utilizată este următoarea :

$$F(u, \Delta u, f, \Delta f) \triangleq K_{ou} \cdot \Delta u + K_{au} \Delta u' + K_{of} \cdot \Delta f + K_{lf} \Delta f'$$

unde Δu și Δf reprezintă abaterea de tensiune, respectiv de frecvență, iar u' și f' sînt derivatele abaterii de tensiune, respec -

tiv de frecvență. Se menționează că proprietățile regulatorului și performanțele staționare și cele tranzitorii au fost studiate pe un complex cifric-analogic, pe un model de rețea electrodinamic și în condiții de exploatare ("pe viu"), pentru diferite valori ale perioadei discrete de eșantionare (T = perioada discretă = 3,33 sau 6,66 sau 10 sau 20 m sec). Rezultatele obținute [10] dovedesc că schema numerică de reglare a tensiunii de excitație asigură, în comparație cu schemele clasice, de tip analogic, o zonă de stabilitate statică a funcționării mult mai largă și comportări, cel puțin tot la fel de bune, în regim dinamic de funcționare.

În fig. 5 este prezentată, mult simplificat, structura pe blocuri funcționale a acestei scheme de reglare. În vederea simplificării concepției regulatorului, semnalul abaterii de tensiune Δu , se elaborează pe cale analogică. Pentru aceasta, semnalele care parcurg canalele analogic și cel numeric se însumează la ieșirea regulatorului. Se obține astfel o elasticitate mai mare și un grad sporit de siguranță al regulatorului. Totodată, controlul și blocarea elementelor componente ale sistemului de reglare se realizează prin mijloace mai simple.

Prin introducerea unor "parametri informaționali generalizați" în care componentele de amplitudine și cele de frecvență sînt ponderate prin coeficienți de pondere ajustabili (de exemplu, prin modificarea nivelului de referință U_0 al tensiunii reglate) se realizează o sensibilă simplificare structurală a regloatoarelor numerice de excitație autonome o dată cu reducerea numărului canalelor de reglare, în paralel, precum și creșterea fiabilității schemei de reglare.

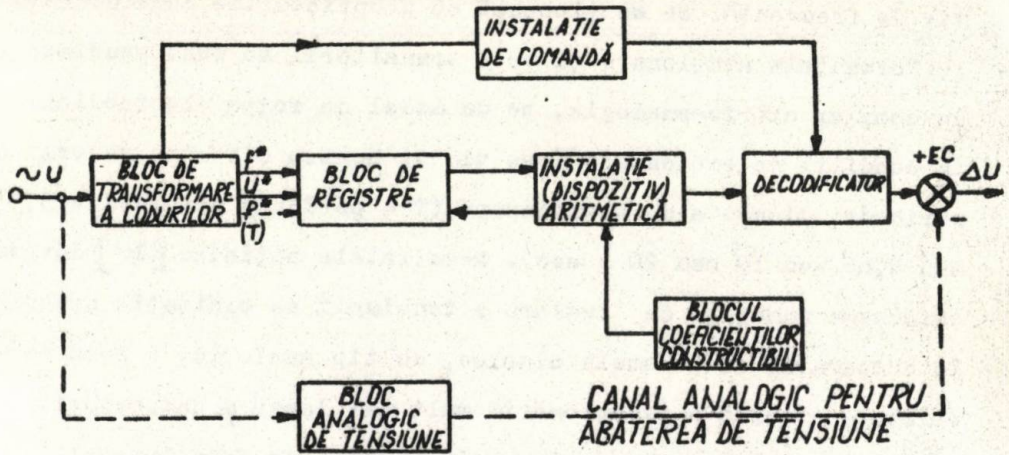


Fig. 5

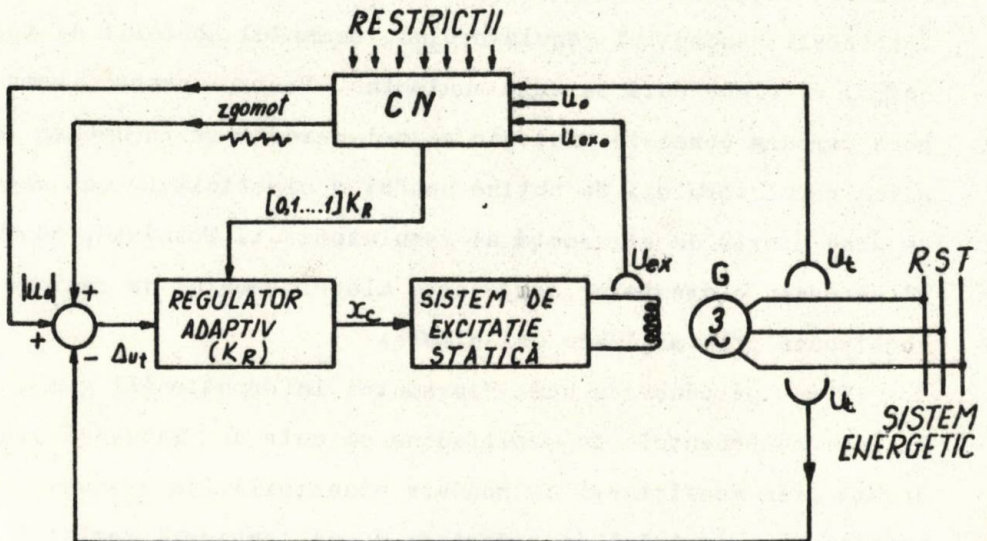


Fig. 6

În alte scheme de reglare numerică a tensiunii de excitație se completează informația prin introducerea în structura parametrelor informațional generalizat, alături de amplitudinea și frecvența tensiunii, a altor semnale adiționale (curent, putere generată, unghi electric intern ș.a.) precum și ale derivatelor acestora până la ordinul al doilea. În aceste cazuri, regulatoarele de tensiune devin regulatoare numerice complexe, care îndeplinesc funcțiuni multiple; programul variației mărimii de la intrare este, de fapt, un algoritm de comandă.

Aceste regulatoare reunesec într-un singur bloc de reglare funcțiile ce ar trebui să fie îndeplinite de mai multe regulatoare autonome.

De curînd s-au evidențiat unele cercetări cu privire la posibilitatea aplicării teoriei conducerii optimale, în scopul realizării unor sisteme de reglare a excitației cu performanțe ridicate [1,6,10]. În acest fel se pot realiza scheme de reglare adaptivă, optimală sau sub-optimală, aplicate unor sisteme de excitație statică, cu răspuns rapid [1].

În figura 6 se prezintă o schemă de reglare numerică adaptivă, cu semnal de probă (un zgomot pseudo-aleatoriu, care se suprapune peste semnalul util). Calculatorul numeric CN primește informații privind tensiunea de excitație U_{ex} , tensiunea la bornele generatorului sincron U_t și totalitatea restricțiilor tehnice de funcționare. El elaborează funcțiile de autocorelație și comandă modificarea factorului de amplificare K_R al regulatorului adaptiv pentru tensiunea de excitație. În alte variante, care cuprind dispozitive de convertire analogic-numerică și numeric-analogică, schema de

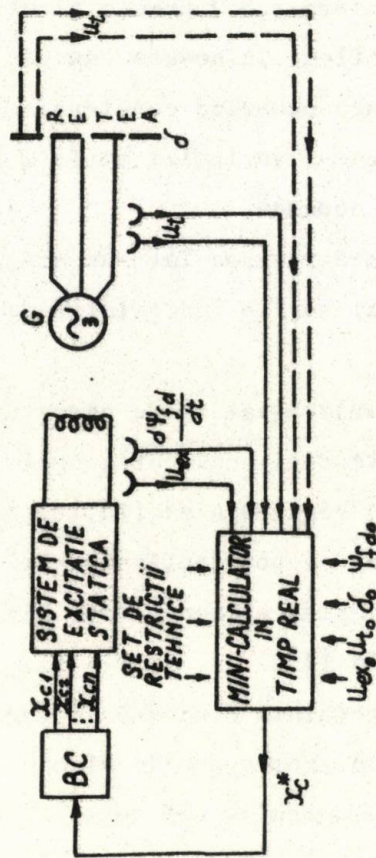


Fig. 7

reglare devine o schemă hibridă, de tipul celei prezentate în fig. 2.

Dacă se utilizează un mini-calculator funcționând în timp real, se obține schema de reglare din figura 7. Instalația prezentată în fig.7 permite însă o reglare adaptivă multivariabilă, în funcție de diferitele nivele de putere la care se află agregatul generator și - în parte - în funcție de modificările structurale intervenite în rețea.

4. Concluzii

Se evidențiază avantajele elaborării și aplicării unor sisteme de reglare numerică a tensiunii de excitație pentru generatoarele sincrone, în vederea obținerii unor performanțe superioare celor realizate de sistemele clasice de reglare a tensiunii de excitație.

Se propune utilizarea unor sisteme de reglare adaptivă sau optime, bazate pe regulatoare numerice sau mini-calculatoare funcționând în timp real. În cercetările ulterioare, ce se vor efectua în cadrul laboratorului de automatizări energetice din Institutul Politehnic București, urmează a se dezvolta studiul în problema reglării numerice a tensiunii de excitație și a se realiza încercările pe modele de rețea și pe calculator a noilor scheme propuse de autor.

B I B L I O G R A F I E

- [1]. Evans, F.J., Ngo, Y.H. și Outhred, H.R. - "La commande numérique optimale en temps réel des systèmes d'excitation des générateurs" (CIGRE Rap., W.G. 32-05, session de 1972).
- [2]. Gherțenbergh, G.R. - "Avtomaticeskie reguliatori vozbujdenia", Izdatelstvo Energhia, 1966.
- [3]. Nanda, J. "Optimisation of voltage regulator gains by the D decomposition on technique for best steadystate stability", PAS, nr.6, 1971.
- [4]. Venikov, V.A., Gherțenbergh, G.R., Savalov, S.A., Sokolov, N.I., "Silnoe regulirovarnie vozbujdenia". Gosenergoizdat, 1963.
- [5]. Drăgan, D. "Influența reguletoarelor automate intensive ale agregatelor asupra stabilității sistemului electroenergetic" (teză de doctorat I.P.B., 1973).
- [6]. Mihoc, D. "Modelarea sistemelor de reglare automată ale turbo - generatoarelor folosind metoda variabilelor de stare". (Buletinul comunicărilor științifice ale Institutului Politehnic din Cluj, Sesiunea 2-3 aprilie 1971, pag. 499-504).
- [7]. Călin, S. "Reguletoare automate", E.D.P. București, 1967.
- [8]. Anderson, B.D.O și Moore, J.B. - "Linear optimal control systems" (Prentice Hall, 1971).
- [9]. Mishkin, E și Braun, L - "Adaptive Control Systems" (Mc. Graw - Hill, Book.Inc., N.York, 1961).
- [10]. Mihoc, D. - "Reglarea numerică optimală a sistemelor de excitație pentru generatoarele sincrone", articol în curs de apariție în revista "Studii și cercetări de energetică și electrotehnică", nr.2/1974, Ed.Academiei, București.

MIHOV, D.

REGLAREA NUMERICA A TENSIUNII DE EXCITATIE

Rezumat

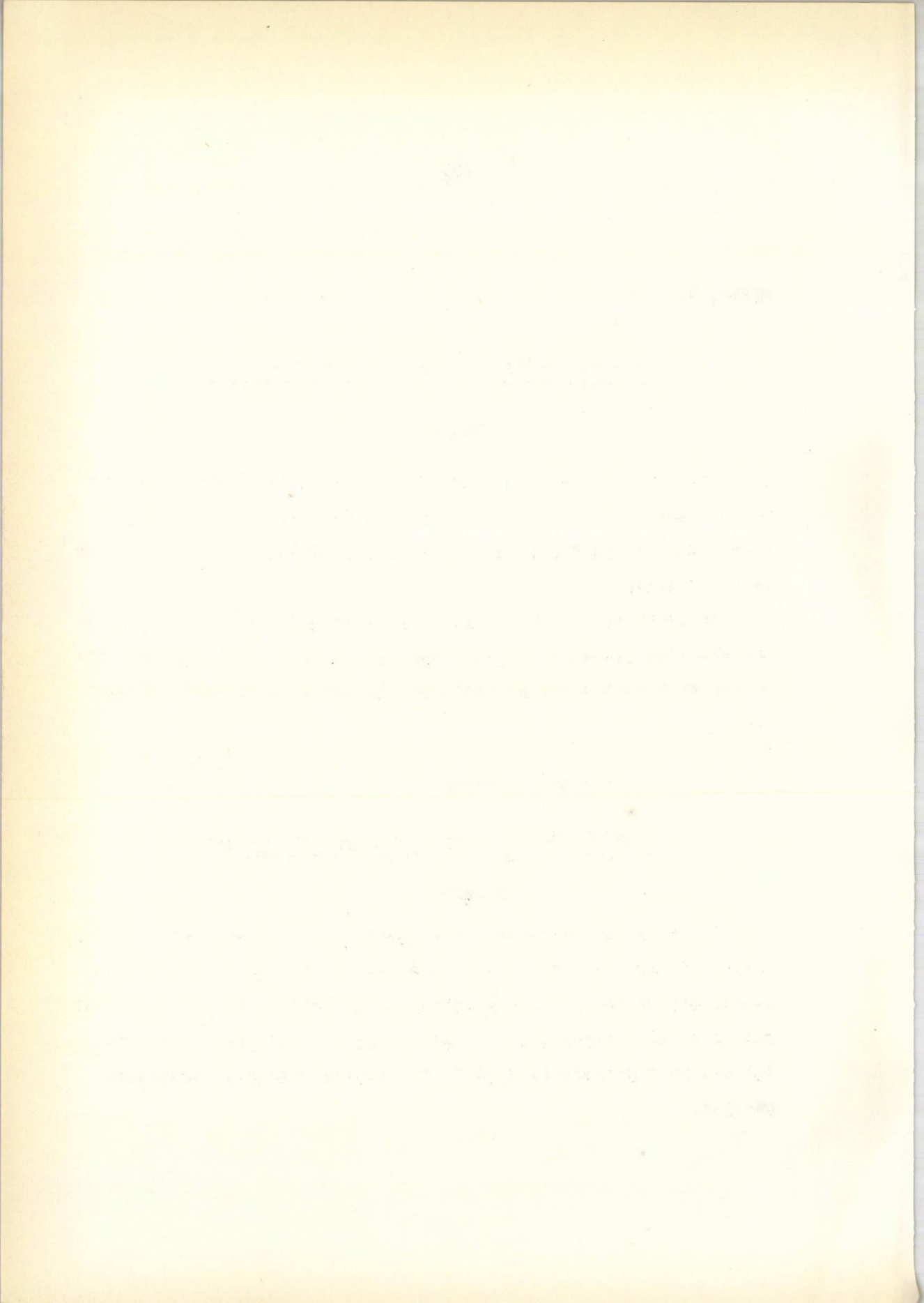
Lucrarea evidențiază avantajele elaborării și aplicării unor sisteme de reglare numerică a tensiunii de excitație pentru generatoarele sincrone, cu performanțe superioare sistemelor clasice de reglare.

Se prezintă câteva scheme de reglare numerică și se propune introducerea reglării adaptive sau optimale, în instalații cu regulatoare numerice sau cu mini-calculatoare, funcționând în timp real.

DIGITAL CONTROL SYSTEM OF EXCITING VOLTAGE

Abstract

The work investigates the advantages of creation and application of some digital control systems of exciting voltage with higher performances for a synchronous generator. It is shown that such digital control systems with a adaptive or optimal control law can be successfully used in connection with mini-computers on-line.



CARACTERISTICILE MECANICE STATICE ALE MOTOARELOR
ASINCRONE LINIARE PLANE

Dr. ing. Carol Saal profesor la Universitatea
din Braşov;

Ing. Ovidiu Pegteanu asistent la Universitatea
din Braşov

1. Introducere

La determinarea expresiei analitice a forţei dezvoltate de un motor asincron liniar plan trebuie să se ţină seama de influenţa efectului de capăt longitudinal (fenomenul de stator plan scurt şi fenomenele de margine de intrare şi de ieşire [1]) şi de influenţa efectului de capăt transversal. În cazul motoarelor asincrone liniare plane având viteza de sincronism $v_s < 10 \frac{m}{s}$ şi un număr de perechi de poli $p \geq 3$, se poate neglija influenţa efectului de capăt longitudinal. Efectul de capăt transversal apare şi în cazul motorului asincron rotativ cu rotorul în formă de pahar şi a fost amănunţit studiat, atât teoretic cât şi experimental, în literatura românească de specialitate

[2,3,1]. Folosind rezultatele obținute în lucrările amintite se obține o expresie sintetică pentru caracteristica mecanică statică naturală a motorului asincron liniar plan, ceea ce permite să se studieze analitic și caracteristicile mecanice artificiale reostatice ale motorului asincron liniar.

2. Caracteristica mecanică statică naturală

Efectul pelicular din indusul motorului liniar este neglijabil deoarece grosimea indusului $\Delta \leq 4$ mm este mică în raport cu adâncimea echivalentă de pătrundere a cîmpului electromagnetic în indus [5]. Coeficientul ε introdus în lucrarea [1] la pagina 477 îndeplinește și în cazul motoarelor liniare suficient de late ($l_i/k \gg 1$) condiția $\varepsilon \ll 1$ și rezultă că reactanța de scăpări a indusului raportată la o fază a statorului [6]: $X'_{\sigma 2} = \varepsilon \frac{R'_2}{s} \ll \frac{R'_2}{s}$ este neglijabilă. Neglijînd pierderile în fier, reprezentarea în complex a curentului dintr-o fază a inductorului are deci expresia:

$$\underline{I}_1 = \frac{\underline{U}_1}{R_1 + jX_{\sigma 1} + \frac{jX_m \frac{R'_2}{s}}{jX_m + \frac{R'_2}{s}}}, \quad (1)$$

în care X_m reprezintă reactanța circuitului magnetizant iar [1]:

$$R'_2 = m_1 (w_1 k_{w1})^2 \frac{2 \rho l_i}{p \Delta \delta} k_r. \quad (2)$$

În ultima relație l_i este lățimea ideală a inductorului și are valoarea [7]:

$$l_i = l_1 + 2\delta'' \frac{b_d}{t}, \quad (3)$$

în care l_1 este lățimea pachetului de tole al inductorului, δ'' este lățimea întrefierului echivalent, b_d este lățimea (minimă)

a unui dinte al inductorului iar t este pasul dentar al inductorului. In relațiile de mai înainte ρ este rezistivitatea indusului iar k_r este coeficientul de creștere a rezistenței indusului datorită efectului de capăt transversal ([1], p.474); în expresia lui se ia drept lățime a inductorului lățimea ideală l_1 a inductorului [7].

Forța electromagnetică dezvoltată de motorul liniar se poate determina cu ajutorul relației:

$$F = M \frac{\pi}{p\tau}, \quad (4)$$

în care M este cuplul electromagnetic dezvoltat de un motor asincron rotativ cu rotorul în formă de pahar [1]:

$$M = \frac{p^2 \delta'' l_1 \tau B_{\delta m}^2}{\mu_0} \frac{k}{k_r}. \quad (5)$$

Coeficientul k din ultima expresie are valoarea:

$$k = s k_1, \quad (6)$$

în care s este alunecarea iar k_1 este coeficientul de calitate al motorului asincron liniar:

$$k_1 = \frac{\omega_1 \mu_0 \Delta \tau^2}{x^2 \delta'' \rho}. \quad (7)$$

Utilizând expresiile prezentate în lucrarea [1]:

$$B_{\delta m} = \frac{\mu_0 \tau A_m}{\pi \delta''} \frac{k_r}{k \sqrt{1 + \left(\frac{k_r}{k}\right)^2}},$$

$$A_m = \frac{m_1 \sqrt{2} w_1 k_{w1} I_1}{p\tau}, \quad \frac{k_1}{k_r} = \frac{x_m}{R_2'} = G, \quad (8)$$

se obține, utilizând modulul relației (1) și expresiile (4) și (5):

$$F = \frac{s F_m}{(1 + s^2 G^2) \left[\left(K_R + \frac{sG}{1 + s^2 G^2} \right)^2 + \left(K_G + \frac{1}{1 + s^2 G^2} \right)^2 \right]}, \quad (9)$$

in care:

$$K_R = \frac{R_1}{X_m}, \quad K_G = \frac{X_{G1}}{X_m}, \quad (10)$$

$$F_m = \frac{m_1 U_1^2 G}{2 f_1 \tau X_m}. \quad (11)$$

Extremele funcției $F(s)$ au loc pentru alunecările critice:

$$\pm s_c = \pm \frac{1}{G} \sqrt{\frac{R_1^2 + X_o^2}{R_1^2 + X_{G1}^2}}, \quad (12)$$

cu:

$$X_o = X_{G1} + X_m. \quad (13)$$

Forța critică în regim de motor este:

$$F_{cm} = F(s_c) = \frac{A}{R_1 X_m + \sqrt{(R_1^2 + X_{G1}^2)(R_1^2 + X_o^2)}}, \quad (14)$$

in care:

$$A = \frac{m_1 \tau U_1^2 X_m}{2 \omega_1 \tau} [N \Omega^2]. \quad (15)$$

Folosind mărimile s_c și F_{cm} , după cîteva calcule se obține o dependență $F(s)$ asemănătoare cu formula lui Kloss nesimplificată [4], cunoscută din teoria motorului asincron rotativ:

$$F = \frac{2(1 + \alpha \frac{s_c}{s}) F_{cm}}{\frac{s_c^2}{s} + \alpha(s + \frac{c}{s}) + 2}, \quad (16)$$

in care:

$$\alpha = \frac{R_1^2 + X_{G1}^2}{R_1 X_m} G. \quad (17)$$

Forța dezvoltată de motor la pornire este:

$$F_p = F(1) = \frac{2(1 + \alpha s_c) F_{cm}}{\alpha(1 + s_c^2) + 2} . \quad (18)$$

3. Caracteristici mecanice statice artificiale reostatice

Indusul bandă fiind în general impus rezultă că se poate modifica doar rezistența echivalentă pe fază a inductorului R_1 . După câteva calcule se obțin limitele:

$$F_0 = \lim_{R_1 \rightarrow 0} F_{cm} = \frac{A}{X_0 + 1 X_0} , \quad \lim_{R_1 \rightarrow \infty} F_{cm} = 0 , \quad (19)$$

$$s_0 = \lim_{R_1 \rightarrow 0} s_c = \frac{X_0}{X_0 + 1 G} , \quad \lim_{R_1 \rightarrow \infty} s_c = \frac{1}{G} . \quad (20)$$

Graficele $F_{cm}/F_0 = f(K_R)$ și $s_c = f(K_R)$ sînt reprezentate în figura 1; punctul de inflexiune a curbei $s_c(K_R)$ are abscisa:

$$\frac{R_{1i}}{X_m} = \frac{1}{X_m} \sqrt{\frac{X_0(\sqrt{X_0^2 + 3X_{01}^2} - X_0)}{3}} . \quad (21)$$

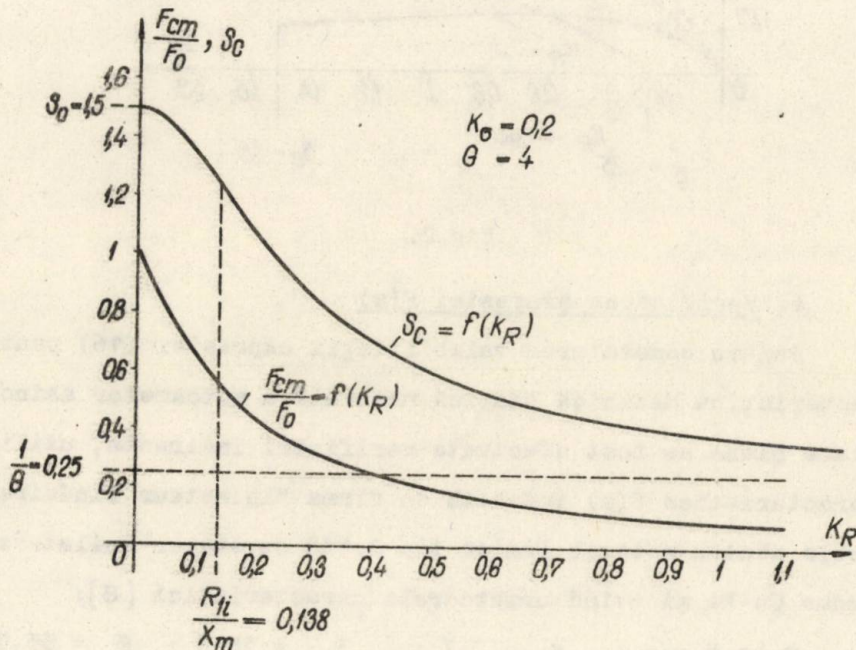


Fig.1.

Eliminând parametrul R_1 între relațiile (12) și (14) se obține locul geometric al punctelor de maxim ale caracteristicilor mecanice statice artificiale reostatice:

$$F_{cm} = \frac{A(s_c^2 G^2 - 1)}{X_m \sqrt{(X_0^2 - s_c^2 G^2 X_{01}^2)(s_c^2 G^2 - 1) + (X_0^2 - X_{01}^2)s_c G}} ; \quad (22)$$

graficul $F_{cm}/F_0 = f(s_c)$ este reprezentat în figura 2.

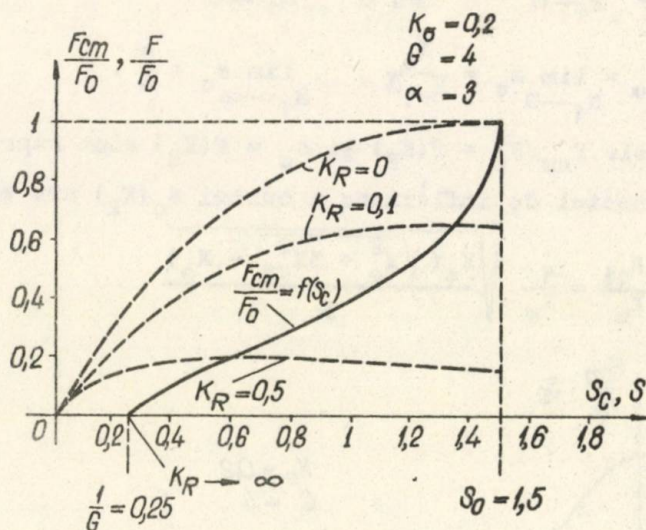


Fig.2.

4. Verificarea expresiei $F(s)$

Pentru constatarea valabilității expresiei (16) pentru caracteristica mecanică statică naturală a motoarelor asincrone liniare plane au fost efectuate verificări indirecte, utilizând caracteristica $F(s)$ indicată de firma "Le moteur linéaire" Grenoble pentru motorul liniar tip S.118 cu stator unilateral și indus Cu-Fe și avînd următoarele caracteristici [8]:

$$v_s = 8 \text{ m/s} ; \quad s_c = 0.7 ; \quad F_{cm} = 58 \text{ N} ; \quad F_p = 55.5 \text{ N}.$$

Utilizând relația (18) se obține:

$$\alpha = \frac{2(F_{cm} - F_p)}{(1 + s_c^2)F_p - 2s_c F_{cm}} = 3,344.$$

Pentru motorul studiat, expresia (16) devine:

$$F = \frac{387,57}{3,344(s + \frac{0,49}{s}) + 2} [N].$$

Efectuind calculele pentru cîteva viteze se obțin valorile prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1.

v [$\frac{m}{s}$]		0	1	2,4	3	5	7	8
F [N]	experimental	55,5	56,7	58	57,6	49,7	23,7	0
	calculată	55,5	57	58	57,7	50,8	24,9	0

5. Concluzii

Utilizînd rezultatele unor lucrări românești se determină expresia caracteristicii mecanice statice naturale a motoarelor asincrone liniare plane care îndeplinesc condițiile: $v_s \leq 10 \frac{m}{s}$, $p \geq 3$, $\Delta \leq 4 \text{ mm}$, $l_g \geq 1$. Verificarea indirectă a expresiei deduse arată o concordanță satisfăcătoare între datele experimentale și rezultatele teoretice. Cunoașterea expresiei analitice a caracteristicii mecanice naturale permite să se studieze analitic și caracteristicile mecanice artificiale reostatice ale motorului asincron liniar. În lucrare s-a obținut locul geometric al punctelor de maxim ale caracteristicilor mecanice statice artificiale reostatice. Se oferă astfel posibilitatea determinării forței electromagnetice critice și a alunecării critice, pentru o anumită valoare impusă rezistenței echivalente pe fază a înfășurării inductorului.

Simboluri principale

- A_m - amplitudinea păturii de curent inductoare;
 $B_{\delta m}$ - amplitudinea inducției magnetice rezultante din întrefier;
 b_d - lățimea (minimă) a unui dinte statoric;
 $f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi}$ - frecvența tensiunilor de alimentare ale înfășurărilor inductorului;
 F - forța electromagnetică dezvoltată de motorul liniar;
 $G = \frac{X_m}{R_2'} = \frac{k_1}{k_r}$;
 I_1 - valoarea efectivă a intensității curentului dintr-o fază a inductorului;
 k_1 - coeficientul de calitate al motorului asincron liniar;
 $k = sk_1$;
 k_r - coeficientul de creștere a rezistenței indusului datorită efectului de capăt transversal;
 $K_R = \frac{R_1}{X_m}$;
 $K_G = \frac{X_{G1}}{X_m}$;
 k_{w1} - factorul de înfășurare al inductorului;
 l_1 - lățimea pachetului de tole al inductorului;
 l_i - lățimea ideală a inductorului;
 m_1 - numărul de faze al inductorului;
 p - numărul de perechi de poli;
 R_1 - rezistența echivalentă pe fază a înfășurării inductorului;
 R_2' - rezistența indusului raportată la o fază a inductorului;
 s - alunecarea;
 t - pasul dentar al inductorului;
 U_1 - valoarea efectivă a tensiunii de fază a motorului liniar;
 v - viteza liniară;

v_s - viteza de sincronism

w_1 - numărul echivalent de spire inseriate pe o fază a înfășurării inductorului;

X_m - reactanța circuitului magnetizant;

X_{G1} - reactanța de scăpări pe fază a înfășurării inductorului;

δ - lățimea întrefierului echivalent;

Δ - grosimea indusului;

$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \frac{H}{m}$;

ρ - rezistivitatea indusului;

τ - pasul polar al înfășurării inductoare.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Gheorghiu, I.S. și Fransua, A. Tratat de mașini electrice, vol. 3, Mașini asincrone, București, Edit. Acad. R.S.R., 1971.
- [2]. Moraru, A. Rezistența rotorului în formă de pahar, Electrotehnica, 5, 5, 153-156 (1957).
- [3]. Fransua, A. Considerații asupra funcționării motorului asincron bifazat cu rotor în formă de pahar, Electrotehnica, 7, 5, 161-167 (1959).
- [4]. Saal, C. Acționări electromecanice, Comportarea motoarelor electrice uzuale. Alegerea motoarelor, Institutul Politehnic Brașov, 1970.
- [5]. Boldea, I. Contribuții privind fenomenele specifice și calculul electromagnetic al motoarelor trifazate plane liniare, Teză de doctorat, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1972.
- [6]. Peșteanu, O. Parametrii motoarelor asincrone liniare, Referat susținut în Catedra de Electrotehnică din Universitatea Brașov, 1972.
- [7]. Peșteanu, O. Dimensionarea motoarelor asincrone liniare, Lucrare susținută la Sesiunea științifică a Catedrei de electrotehnică din Universitatea Brașov, februarie 1973.
- [8]. x^x : Fascicula 31. Inducteur S.118 pour moteur linéaire type S. Grenoble. Le moteur linéaire, 1973.

SAAL C., PEȘTEANU, O.

CARACTERISTICILE MECANICE STATICE ALE MOTOARELOR
ASINCRONE LINIARE PLANE

Rezumat

Se prezintă expresiile analitice ale caracteristicilor mecanice statice naturale ale motoarelor asincrone liniare plane, utilizând rezultatele unor lucrări românești. Se studiază și caracteristicile mecanice statice reostatice, parametru fiind rezistența echivalentă pe fază a înfășurării inductorului.

DIE STATIONÄREN GESCHWINDIGKEITZUGKRAFTKENNLINIEN DER
ASYNCHRONEN FLACHEN LINEARMOTOREN

Zusammenfassung

Durch die Anwendung der Ergebnisse einiger rumänischer Arbeiten werden die analytischen Ausdrücke der stationären natürlichen Geschwindigkeitszugkraftkennlinien der asynchronen flachen Linearmotoren dargestellt. Es werden auch die künstlichen stationären Geschwindigkeitszugkraftkennlinien mit dem äquivalenten Strangwiderstand als veränderlichem Parameter untersucht.

CONSIDERATII ASUPRA REGIMULUI TRANZITORIU
ELECTROMAGNETIC LA PORNIREA DIRECTA A MOTOARELOR DE C.C.

Ing.C.Turcaşiu şef de lucrări la Institutul
 Politehnic Bucureşti;

Ing.Gh.Costache asistent la Institutul
 Politehnic Bucureşti

In cazul pornirii directe a motorului de c.c. cu excitaţie separată rezolvarea problemelor de regim tranzitoriu se poate face considerînd schemele echivalente cu parametrii concentraţi [1]. In această situaţie se neglijează timpul de pătrundere al cîmpului electromagnetic în conductoarele creştăturilor rotorice.

In lucrare s-a încercat găsirea răspunsului în curent a rotorului, atunci cînd la bornele sale se aplică o tensiune treaptă unitară $u(t) = 1(t)$, ţinînd seama de efectul de pătrundere al cîmpului electromagnetic în conductoarele plasate în creştăturile rotorice.

1. Soluţia clasică utilizînd schemele cu parametrii concentraţi.

Pentru analiza regimului tranzitoriu la pornirea directă

a motorului de c.c. se pleacă de la ecuațiile:

$$U = i_a R_a + E + L_a \frac{di_a}{dt} \quad (1)$$

$$M - M_r = I \frac{d\Omega}{dt} \quad (2)$$

Intrucît motorul începe să se rotească abia după un timp t_i , necesar pentru ca curentul i_a să crească de la zero pînă la $i = I_r$, adică pînă la valoarea curentului de regim, corespunzător cuplului M_r . În acest interval de timp $\Omega = 0$, $E = 0$ și soluția ecuației diferențiale de rezolvat este

$$i_a = I_k (1 - e^{-\frac{t}{T_a}}) \quad (3)$$

unde

$$T_a = \frac{L_a}{R_a} \quad (4)$$

este constanta electromagnetică a motorului și

$$I_k = \frac{U}{R_a} \quad (5)$$

este curentul de scurt circuit.

Timpul t_i după care motorul începe să se rotească este:

$$t_i = T_a \ln \frac{I_k}{I_k - I_r} \quad (6)$$

2. Soluția problemei bazată pe teoria parametrilor tranzitorii.

Pentru un element dipolar în condiții inițiale de repaus, ecuația de rezolvat, scrisă prin intermediul parametrilor tranzitorii este:

$$u(t) = e^{\text{ext}} \frac{di}{dt} + \frac{d}{dt} \int_0^t r(t-\xi) i(\xi) d\xi \quad (7)$$

sau

$$i(t) = c^{\text{static}} \frac{du}{dt} + \frac{d}{dt} \int_0^t g(t-\xi) u(\xi) d\xi \quad (8)$$

unde $r(t)$ este rezistența tranzitorie, iar $g(t)$ conductanța tranzitorie a elementului definite cu relațiile [2]:

$$r(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[\frac{Z(s)}{s} - \lim_{s \rightarrow \infty} \frac{Z(s)}{s} \right] \quad (9)$$

$$g(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[\frac{Y(s)}{s} - \lim_{s \rightarrow \infty} \frac{Y(s)}{s} \right]. \quad (10)$$

Rezistența tranzitorie, respectiv conductanța tranzitorie, se poate determina rezolvind problema de câmp corespunzătoare elementului considerat. În cazul acesta considerând conductanțele creștăturilor legate în serie și neglijând interacțiunile cu câmpul exterior, problema de câmp a fost rezolvată în [3].

Utilizând o transformată de tip Laplace s-a obținut pentru conductanța tranzitorie a unei creștături dreptunghiulare de adâncime h și parametrii μ , σ , expresia:

$$g(t) = g_{cc} \left[1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{e^{-\frac{(2m+1)^2 \pi^2}{4} \frac{t}{\tau}}}{(2m+1)^2} \right] \quad (11)$$

unde g_{cc} este conductanța de curent continuu, iar $\tau = \mu \sigma h^2$ este constanta intrinsecă de pătrundere a câmpului electromagnetic în creștătură.

Ținând seama de interpretările experimentale ale parametrilor tranzitoriei [2], se poate scrie curentul absorbit în cazul aplicării unui salt de tensiune $U_0 \cdot 1(t)$:

$$i(t) = U_0 \left[1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{(2m+1)^2} e^{-\frac{(2m+1)^2 \pi^2}{4} \frac{t}{\tau}} \right]. \quad (12)$$

Această formă de curent pune în evidență timpii de regim tranzitoriu de ordinul $4\tau/\pi^2 \approx 10^{-2}$ sec (pentru motorul de putere medie). Curba (12) este ceva mai rapid crescătoare decît cea clasică (3).

3. Concluzii.

Din relația (12) se constată că variația lui $i(t)$ este dependentă de timpul de pătrundere al cîmpului electromagnetic în creștătură, $\tau = \mu\sigma h^2$, evidențiindu-se din punct de vedere practic la motoarele de putere mare, alimentate în impulsuri.

Bibliografie.

- [1]. Boțan, N. Bazele calculului acționărilor electrice. București, Editura tehnică, 1970.
- [2]. Rădulet, R. Timotin, A. și Tugulea A. Introducerea parametrilor tranzitorii în studiul circuitelor electrice lineare avînd elemente nefiliforme și cu pierderi suplimentare. Studii și cercetări Energ.Electr.16, 4, 857-928, 1966.
- [3]. Bălă, C.V. Tugulea, A. Efectul pelicular tranzitoriu și parametrilor tranzitorii ai barelor conductoare masive de secțiune dreptunghiulară așezate în creștăturile mașinilor electrice. Studii și cercetări Energ.Electr.17, 3, 631-647, 1967.

TURCASIU C , COSTACHE GH

CONSIDERATII ASUPRA REGIMULUI TRANZITORIU
ELECTROMAGNETIC LA PORNIREA DIRECTA A MOTOARELOR DE C.C.

Rezumat

Se prezintă posibilitatea studiului regimului tranzitoriu electromagnetic la pornirea directă a motoarelor de c.c. prin intermediul parametrilor tranzitorii.

CONSIDERATIONS ON THE TRANSIENT ELECTROMAGNETIC
STATE OF THE DIRECT PULL-IN OF THE D.C. MACHINE.

Abstract

It is presented, shortly, the possibility of the study of the transient electromagnetic state of the d.c. machine by using the transient parameters.

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

DEPARTMENT OF CHEMISTRY

RESEARCH REPORT

BY

DR. J. H. HARRIS

AND

DR. J. H. HARRIS

CHICAGO, ILLINOIS

ASUPRA STABILITATII ARCULUI ELECTRIC DIN CUPTOARELE
ELECTRICE CU ARC

Dr.ing.T.D.Gligor
șef de lucrări la Institutul
Politehnic Cluj

1. Introducere

Deoarece caracteristica dinamică a arcului electric din cuptoarele electrice are o formă complexă, care se modifică pe durata topirii metalului din cuva cuptorului și care se poate aproxima numai printr-o funcție complicată (1), studiul stabilității circuitului electric al unui cuptor cu arc prin metodele analitice cunoscute în electrotehnica neliniară (2) este complicat.

Pentru circuitele electrice de curent alternativ ce conțin arc electric - în special în sudare electrică - problema stabilității acestor circuite este tratată sub două aspecte: stabilitate statică și stabilitate dinamică (3). Aceste două moduri de tratare a stabilității se pretează și pentru circuitul electric al unui cuptor cu arc.

Aprecierea stabilității statice se face cu ajutorul caracteristicilor statice (în valori efective) ale sursei și arcului. Problema stabilității statice este studiată în literatura de spe-

stabilitate (3) - (7), păstrându-și valabilitatea și în cazul circuitelor electrice ale cuptoarelor cu arc.

Prin stabilitatea dinamică a sistemului sursă - arc de curent alternativ se înțelege posibilitatea de reaprindere ușoară a arcului de curent alternativ după stingerea sa în cursul fiecărei semiperioade (1), (3). Noțiunea de stabilitate dinamică, adoptată în acest sens, este legată de pauzele de curent la trecerea prin zero a curentului arcului la fiecare semiperioadă. Dacă aceste pauze lipsesc, curentul arcului nu prezintă întreruperi și este îndeplinită condiția de stabilitate dinamică; existența pauzelor poate duce în anumite condiții nefavorabile la întreruperea arcului.

În lucrarea de față se prezintă contribuții la studiul stabilității dinamice, în sensul adoptat mai sus, a sistemului sursă - arc în cazul cuptoarelor cu arc electric. Pentru obținerea unor relații și grafice care să permită aprecierea stabilității dinamice a sistemului sursă - arc, se adoptă ipoteza simplificatoare că tensiunea pe arc într-o semiperioadă are o formă dreptunghiulară.

2. Studiul stabilității dinamice a sistemului sursă - arc în cazul cuptoarelor cu arc.

În fig.1 se prezintă schema monofilară a unui cuptor cu arc, unde u reprezintă tensiunea secundară pe fază a transformatorului, L și r sînt inductanța și rezistența pe fază a circuitului electric a cuptorului raportate la secundarul transformatorului, iar u_a este tensiunea pe arc.

Se consideră tensiunea de alimentare a circuitului din fig.1 sinusoidală, de forma:

$$u = U_m \cdot \sin(\omega t + \beta), \quad (1)$$

β fiind faza inițială a tensiunii corespunzătoare trecerii cu -
rentului arcului prin valoarea zero (la $t = 0$).

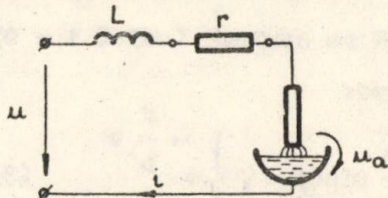


Fig. 1. Schema electrică monofilară
a unui cuptor cu arc.

oă această aproximare se poate adopta în vederea studierii stabi-
lității dinamice, deoarece tensiunea pe arcul din cuptoare în
timpul unei semiperioade diferă mult de o sinusoidă, asemănându -
se mai mult cu un impuls dreptunghiular. În determinarea curentu-
lui i din circuit se neglijează virfurile de tensiune ce însoțesc
amorsarea (U_{aa}) și stingerea (U_s) arcului (fig. 2),

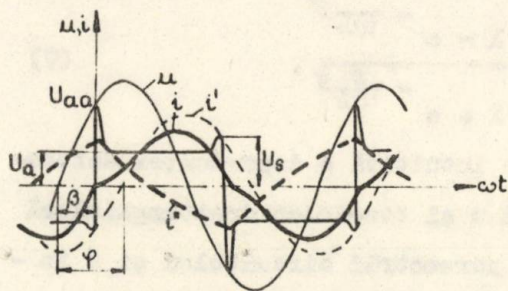


Fig. 2. Reprezentarea mărimilor u, i, u_a
în funcție de ωt .

Tensiunea pe arc în tim-
pul unei semiperioade se con-
sideră sub forma unui impuls
dreptunghiular de amplitudine
 U_a (v. fig. 2). Din studiile fă-
cute de Schiffrath (8) rezultă

Pentru alternanța
pozitivă, ecuația cir-
cuitului din fig. 1 este:

$$L \frac{di}{dt} + r i + U_a = U_m \cdot \sin(\omega t + \beta). \quad (2)$$

Se menționează oă
la cuptoarele cu arc re-
zistența r nu se poate
neglija așa cum se face în cazul sudării cu arc (3) sau la cracarea
cu arc a hidrocarburilor (4). La cuptoarele cu arc de obicei (8)

$$\frac{r}{\omega L} = 0,1 \dots 0,5. \quad (3)$$

Notînd:

$$Z = \sqrt{r^2 + (\omega L)^2} ; \quad \varphi = \operatorname{arctg} \frac{\omega L}{r} \quad (4)$$

și punînd condiția ca la $t = 0$ arcul să se aprindă (adică $i = 0$) se obține soluția ecuației (2) sub forma:

$$i = \frac{U_m}{Z} \sin(\omega t + \beta - \varphi) - \frac{U_a}{r} + \left[\frac{U_a}{r} - \frac{U_m}{Z} \sin(\beta - \varphi) \right] \cdot e^{-\frac{r}{L} t} \quad (5)$$

În fig.2 s-a reprezentat variația tensiunii de alimentare u , a curentului i și a tensiunii arcului u_a în funcție de unghiul ωt .

Punînd condiția ca arcul să ardă neîntrerupt (fără pauze la trecerea prin zero), înseamnă că după trecerea unei semiperioade, adică pentru

$$\omega t = \pi, \quad (6)$$

curentul i trebuie să primească din nou valoarea zero. Cu această condiție din relația (5) rezultă expresia:

$$\sin(\beta - \varphi) = - \frac{U_a}{U_m} \cdot \frac{Z}{r} \cdot \frac{1 - e^{-\frac{r}{\omega L} \pi}}{1 + e^{-\frac{r}{\omega L} \pi}}, \quad (7)$$

care face posibilă o interpretare intuitivă a dependenței defazajului β dintre tensiunea aplicată u și tensiunea dreptunghiulară pe arc (sau curentul arcului) de parametrii circuitului și a influenței lui asupra stabilității dinamice. Pentru ca la fiecare semiperioadă arcul să se reaprindă trebuie ca în momentul trecerii curentului prin zero tensiunea pe arc să fie cel puțin egală cu tensiunea de aprindere a arcului U_{aa} , adică trebuie ca defazajul β să aibă o anumită valoare (v.fig.2).

În majoritatea cazurilor, pentru treptele de joasă și medie tensiune a transformatorului unui cuplor cu arc, raportul $\frac{Z}{R}$ asigură o valoare suficient de mare defazajului β pentru ca aprinderea arcului să fie fără întreruperi (1). Când se lucrează cu treapta de tensiune înaltă (începutul topirii șarjei) la cuploarele de capacitate mică, raportul $\frac{Z}{R}$ nu e suficient pentru a asigura o valoare corespunzătoare lui β , din care cauză se conectează în circuit o bobină de reactanță.

Pentru a găsi o relație care să dea indicații privind felul în care parametrii circuitului influențează stabilitatea dinamică a sistemului din fig.1 se pune condiția: pentru ca arcul să ardă fără pauze la trecerea prin zero a curentului, în momentul trecerii prin zero a curentului ($t = 0$) tensiunea u trebuie să atingă valoarea de aprindere (v.fig.2), adică

$$U_{aa} = U_m \sin \beta . \quad (8)$$

Introducând notația

$$k = \frac{r}{\omega L} \quad (9)$$

și eliminând pe β între ecuația (7) și (8) se obține relația:

$$\frac{U_a}{U_m} = \frac{1}{\sqrt{\frac{U_{aa}^2}{U_a^2} (1+k^2) + \frac{U_{aa}}{U_a} 2(1+k^2) \frac{1-e^{-k\pi}}{1+e^{-k\pi}} + \frac{1+k^2}{k^2} \frac{(1-e^{-k\pi})^2}{(1+e^{-k\pi})^2}} . \quad (10)$$

Relația (10) exprimă raportul maxim admis între tensiunea pe arc U_a și amplitudinea tensiunii de alimentare U_m în funcție de raportul U_{aa}/U_a și $k = r/\omega L$ pentru ca arcul să ardă neîntrerupt (fără pauze la trecerea prin zero a curentului). Dependența $U_a/U_m = f(U_{aa}/U_a)$ avînd ca parametru pe k este redată grafic în fig.3. Din fig.3 rezultă că stabilitatea arcului este îmbunătățită dacă $k =$

$r/\omega L$ și U_{aa}/U_a sînt mici. În lucrarea (1), autorul a verificat

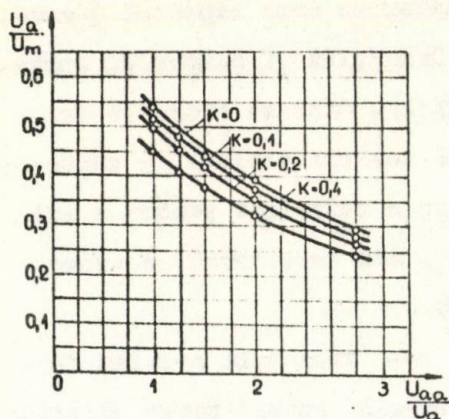


Fig. 3. Dependența raportului U_a/U_m în funcție de raportul U_{aa}/U_a avînd ca parametru mărimea $k = r/\omega L$.

aceste relații care permit aprecierea stabilității dinamice a sistemului sursă - arc în cazul cuptoarelor cu arc, prin utilizarea unei funcții de aproximare a caracteristicii dinamice a arcului (prin neglijarea histerezisului acestei caracteristici) și aflarea curentului i din circuit cu ajutorul unui calculator.

Pentru valori ale raportului U_a/U_m mai mari decît cele date de relația (10), sau care rezultă din fig. 3 - k și U_{aa}/U_a avînd valori determinate - arcul

arde cu pauze la trecerea curentului prin zero, adică unghiul corespunzător duratei de ardere nu mai este dat de relația (6), ci

$$\omega t < \tilde{\pi} \quad (11)$$

Arderea arcului este posibilă din punct de vedere teoretic chiar și atunci cînd aprinderea arcului are loc la valoarea maximă a tensiunii u de alimentare a circuitului, adică cînd

$$U_m = U_{aa} \text{ și } \beta = \frac{\tilde{\pi}}{2} \quad (12)$$

Dacă se notează cu t_g timpul după care curentul trece din nou prin valoarea zero ($i = 0$), adică făcînd $t = t_g$ și avînd în vedere relațiile (4), (9), (12) și cî

$$\omega = \frac{2\tilde{\pi}}{T} \quad (13)$$

din relația (5) se obține ecuația

$$\frac{1+k^2}{k} \cdot \frac{1 - e^{-k\tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2}}}{\sin\left(\tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2} + \frac{\tilde{\eta}}{2} - \arctg \frac{1}{k}\right) - \sin\left(\frac{\tilde{\eta}}{2} - \arctg \frac{1}{k}\right)} \cdot e^{-k\tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2}} = \frac{U_{aa}}{U_a} \quad (14)$$

Soluțiile ecuației (14) dau duratele de ardere minime posibile ale arcului pentru diferite valori ale rapoartelor U_{aa}/U_a și $r/\omega L = k$.

În fig.4 sînt reprezentate cu linie continuă curbele care dau dependența raportului dintre duratele minime de ardere ale arcului și semiperioada $T/2$ în funcție de raportul U_a/U_m pentru diferite valori ale lui k .

Duratele maxime de ardere ale arcului corespund paralelei la abscisă dusă prin punctul situat pe ordonată la distanța $t_s/T/2=1$ (fig.4).

Dacă arcul arde neîntrerupt, adică este valabilă relația (8), prin eliminarea unghiului β între ecuația (5) în care se înlocuiește $i = 0$, $t = t_s$ și ecuația (8), avînd în vedere relațiile (4) și (13), se obține ecuația:

$$\begin{aligned} \frac{U_m}{1+k^2} \left[\sqrt{1 - \frac{U_{aa}^2}{U_m^2}} \cdot \left(k \sin \tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2} - \cos \tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2} \right) + \frac{U_{aa}}{U_m} \left(k \cos \tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2} + \right. \right. \\ \left. \left. + \sin \tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2} \right) \right] - \frac{U_a}{k} + \left[\frac{U_a}{k} - \frac{U_m}{1+k^2} \left(k \frac{U_{aa}}{U_m} - \sqrt{1 - \frac{U_{aa}^2}{U_m^2}} \right) \right] \cdot e^{-k\tilde{\eta} \frac{t_s}{T/2}} = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Pentru diferite grupe de valori ale lui k și ale raportului U_{aa}/U_a , soluțiile ecuației (15) sînt reprezentate în fig.4 ca dependențe ale raportului dintre durata de ardere a arcului (t_s) și semiperioada $T/2$ de raportul U_a/U_m . Punctele limită ale fiecăreia

dintre aceste curbe - pentru anumite grupe de valori ale rapoartelor $k = r/\omega L$ și U_{aa}/U_a - s-au determinat folosind soluțiile ecuației (15) și soluțiile ecuației (10).

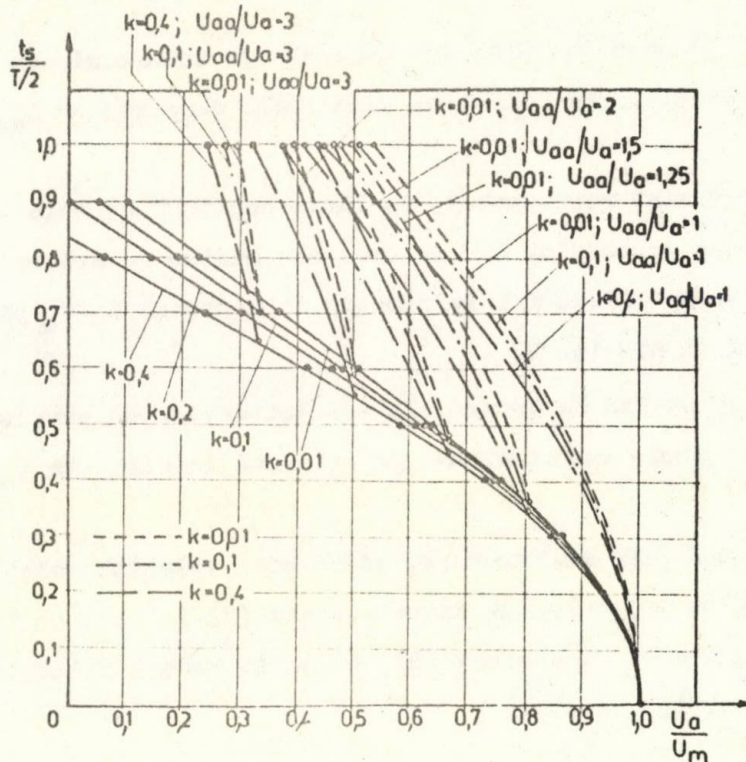


Fig.4. Dependența raportului dintre durata arderii arcului și semiperioadă de raportul U_a/U_m pentru diferite grupe de valori ale lui k și U_{aa}/U_a (curbele — —, - - -, - - -) și dependența raportului dintre duratele minime de ardere ale arcului și semiperioadă de raportul U_a/U_m pentru diferite valori ale lui k (curbele cu linie continuă).

Din fig.4 se observă că, pentru o anumită valoare a lui k , cu cât raportul U_{aa}/U_a este mai mare, cu atât o creștere a rapor-

tului U_a/U_m influențează nefavorabil arderea arcului.

Cu ajutorul curbelor din fig.4, în ipoteza că valoarea tensiunii de alimentare este astfel aleasă să asigure minimul necesar pentru arderea fără pauze a curentului arcului (adică U_a/U_m corespunde paralelei la abscisa dusă prin punctul situat pe ordonată la distanța $t_g/T/2 = 1$, pentru k și U_{as}/U_a dați), s-au reprezentat în fig.5 curbele $\Delta U_m[\%] = f(U_{as}/U_a)$ a variației posibile a tensiunii de alimentare (în sensul scăderii ei) care asigură încă resprinderea arcului electric, pentru diferite valori ale lui k .

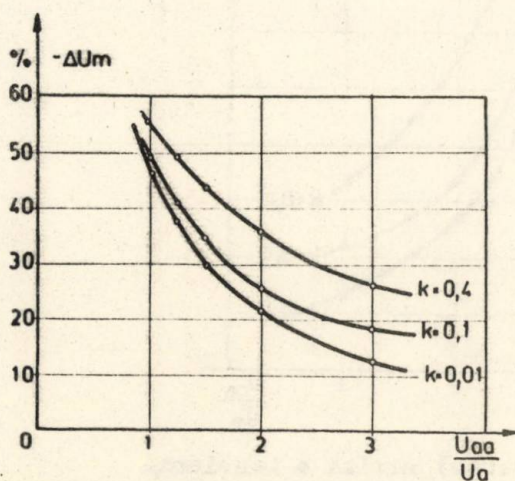


Fig.5. Variația (scăderea) maximă a tensiunii de alimentare care mai permite resprinderea arcului, în funcție de U_{as}/U_a pentru diferite valori ale lui k .

La cuptoarele cu arc, în perioada de topire a metalului, amplitudinea U_m a tensiunii de la secundarul transformatorului rămânând constantă, tensiunea pe arc U_a poate crește brusc datorită de exemplu, prăbușirii unei bucăți de metal ca armare a topirii, cauzând alungirea arcului și creșterea lui U_a . Aceasta duce la apariția pauzelor de curent sau chiar la întreruperea arderii arcului dacă variația lui U_a depășește o anumită valoare limită. În fig.6 s-au reprezentat, cu

ajutorul curbelor din fig.4, curbele $\Delta U_a [\%] = f(U_{aa}/U_a)$ a variației posibile a tensiunii pe arc care asigură încă reaprinderea arcului electric pentru diferite valori ale lui k , în ipoteza că pentru o anumită valoare a lui U_{aa} , tensiunea pe arc U_a a fost aleasă încît să asigure arderea fără pauze a curentului.

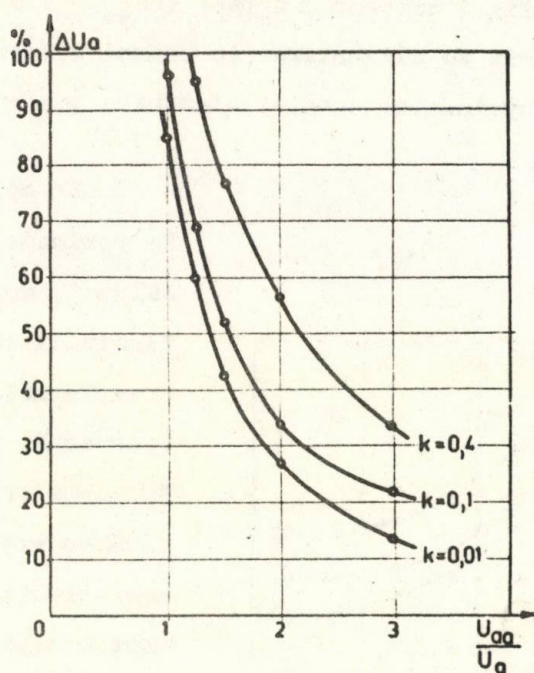


Fig.6. Variația (creșterea) maximă a tensiunii pe arc care mai permite reaprinderea arcului, în funcție de U_{aa}/U_a , pentru diferite valori ale lui k .

3. Concluzii

S-au stabilit relații și grafice pentru aprecierea stabilității dinamice a sistemului sursă - arc în cazul cuptoarelor cu arc electric, astfel încît curentul arcului și cel absorbit de la

rețeaua de alimentare să nu prezinte pauze la trecerea prin zero. Studiul s-a făcut în ipoteza simplificatoare că tensiunea pe arc într-o semiperioadă are o formă dreptunghiulară.

S-au stabilit relații și grafice pentru aprecierea duratei de ardere a arcului, precum și condițiile limită care mai asigura reaprinderea arcului, pentru diferite situații posibile în cazul cuptoarelor cu arc. Deoarece în perioada topirii metalului din cuvă, raportul dintre tensiunea de aprindere a arcului și tensiunea pe arc este mare, tensiunea secundară a transformatorului trebuie să fie mai mare, decât în perioada de afinare, când acest raport tinde către unu. Adică treapta de tensiune ridicată în perioada de topire este solicitată nu numai de puterea ridicată necesară topirii metalului ci și de condițiile de stabilitate.

Rezultatele obținute sînt utile în proiectarea instalațiilor electrice și în exploatarea rațională a cuptoarelor cu arc.

Bibliografie:

- (1) Gligor, T.D., - Contribuții la studiul arcului electric în curent alternativ și a influenței neliniarității sale asupra instalațiilor de alimentare a cuptoarelor cu arc. Teză de doctorat, Institutul Politehnic Iași, 1973.
- (2) Savin, Gh., Rosman, H., - Circuite electrice neliniare și parametrice. Editura tehnică, București, 1973, p.241 - 261.
- (3) Centea, O., Micloși, V., - Mașini și aparate pentru sudarea electrică. Editura tehnică, București, 1967, p.33 - 47.
- (4) Hăngănuț, M., - Reglarea automată a arcului electric de curent alternativ utilizat la cracarea hidrocarburilor. Teză de doctorat, Institutul Politehnic Timișoara, 1969.
- (5) Văzdăuțeanu, V., - Utilizările energiei electrice, Editura didactică și pedagogică, București, 1968, p.427 - 471.

- (6) Rüdénberg, R., - Fenomene tranzitorii în sistemele electro - energetice, Traducere din limba engleză, Editura tehnică, Buc.1959, p.447 - 455.
- (7) Bergold, K., - Über das dynamische Verhalten des Nieder - strom - Lichtbogens, Disertation, Darmstadt, 1959.
- (8) Schiffarth, J., - Über die Regelung von Lichtbogenöfen auf grösstmöglicher Lichtbogenleistung. In: Internationale Zeitschrift für Elektrowärme, Essen, Band,20, nr.1, 1962, p.18 - 26.

Dr. ing. T.D. Gligor

ASUPRA STABILITATII ARCULUI ELECTRIC DIN CUPTOARELE
ELECTRICE CU ARC

Rezumat

Prin aproximarea tensiunii pe arc într-o semiperioadă cu un impuls dreptunghiular, se prezintă contribuții la studiul stabilității dinamice a sistemului sursă - arc în cazul cuptoarelor cu arc electric, astfel ca curentul arcului să nu prezinte pauze la trecerea prin zero. Se studiază de asemenea condițiile de reaprindere și durata de ardere a arcului pentru diferite situații posibile la cuptoarele cu arc.

Dr. ing. T.D. Gligor

ABOUT STABILITY OF THE ELECTRIC ARC IN THE ELECTRIC
ARC FURNACE

Summary

In this work, the author studied the dynamic stability of the source - arc system of the electric arc in a half - period with a rectangular impulse for the electric arc furnace.

In same time the author, studied the conditions for the relighting of the electric arc in electric arc furnace.

CONECTAREA CU VENTILE SEMICOMANDATE A CIRCUITULUI
R,L,C LA O SURSA DE TENSIUNE SINUSOIDALA

Dr. ing. Matlac Ioan, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov;

Ing. Szekely Iuliu, asistent la Universitatea din
Brașov;

Ing. Neagoe Maria, inginer cercetător la Universitatea
din Brașov.

Convertoarele electrice de putere au, în majoritatea cazurilor, în componența lor ventile ionice cu electrod de comandă (tiratroane, ignitroane) sau ventile semiconductoare semicomandate (tiristoare). Atât ventilele ionice cât și cele semiconductoare au caracteristici calitativ asemănătoare, astfel ambele se pot îngloba în categoria ventilelor electrice semicomandate. În schemele convertoarelor ventilele electrice comută, după anumite reguli prestabilite, porțiuni de circuit la surse de tensiune continuă sau alternativă. Analiza fenomenelor legate de conectarea unor circuite simple cu ventile semicomandate la diferite surse de tensiune duce la o simplificare considerabilă în trata-

rea oricărui tip de convertor, a căror funcționare este combinația comutației circuitelor simple tratate separat. Prezenta lucrare are ca scop elucidarea fenomenelor legate de conectarea circuitului R,L,C serie (fig.1) cu ventile semicomandate la o sursă de tensiune sinusoidală. Parametrii circuitului se consideră constanți.

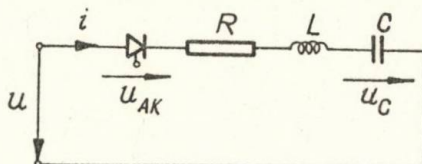


Fig.1.

La tratarea problemei se acceptă următoarele ipoteze simplificatoare:

- ventilul are rezistență constantă în timpul conducției (R_v);
- în sensul de blocare ventilul are rezistența infinită;
- comutarea ventilului are loc instantaneu.

Ventilul este comandat pe electrodul de comandă cu impulsuri scurte care se repetă la intervale de timp egale cu perioada tensiunii alternative. Impulsul de comandă se aplică la unghiul de comandă α , moment în care ventilul trece în conducție. Ecuația circuitului este:

$$i(R + R_v) + L \frac{di}{dt} + \frac{1}{C} \int i dt = U_m \sin(\omega t + \alpha), \quad (1)$$

cu condițiile inițiale:

$$i(0) = 0; \quad u_C(0) = U_{Con}, \quad (2)$$

unde U_{Con} este tensiunea condensatorului la începutul celui de

al n-lea interval de conducție al ventilului.

Ecuatia se scrie sub forma:

$$\frac{d^2 i}{dt^2} + 2\mathcal{J} \frac{di}{dt} + \omega_o^2 i = \frac{\omega U_m}{L} \cos(\omega t + \alpha), \quad (3)$$

unde s-au făcut notațiile:

$$\omega_o^2 = \frac{1}{LC}; \quad \mathcal{J} = \frac{R + R_v}{2L}.$$

Ecuatia diferențială (3) are trei soluții distincte funcție de natura rădăcinilor ecuației caracteristice.

Pentru $\beta^2 = \mathcal{J}^2 - \omega_o^2 > 0$, adică soluțiile ecuației caracteristice fiind reale, soluția ecuației (3) se scrie:

$$\begin{aligned} i = & I_m \sin(\omega t + \psi) - \\ & - I_m \frac{e^{-\mathcal{J}t}}{\beta} \left[\left(\frac{\omega_o^2}{\omega} \cos \psi - \mathcal{J} \sin \psi \right) \text{sh} \beta t + \beta \sin \psi \text{ch} \beta t \right] - \\ & - U_{Con} \frac{\omega_o^2}{\beta} e^{-\mathcal{J}t} \text{sh} \beta t, \end{aligned} \quad (4)$$

unde $\psi = \alpha - \varphi$, φ fiind unghiul de defazaj introdus de circuitul R, L, C.

Împărțind expresia (4) cu valoarea maximă I_m , se obține expresia curentului relativ ν pentru regimul aperiodic:

$$\begin{aligned} \nu = \frac{i}{I_m} = & \sin(\omega t + \psi) - \\ & - \frac{e^{-\mathcal{J}t}}{\beta} \left[\left(\frac{\omega_o^2}{\omega} \cos \psi - \mathcal{J} \sin \psi \right) \text{sh} \beta t + \beta \sin \psi \text{ch} \beta t \right] - \\ & - \varepsilon_{Con} \frac{\omega_o^2 CZ}{\beta} e^{-\mathcal{J}t} \text{sh} \beta t, \end{aligned} \quad (5)$$

unde $\varepsilon_{Con} = \frac{U_{Con}}{U_m} = \frac{U_{Com}}{I_m Z}$ este tensiunea inițială relativă a condensatorului la începutul intervalului de conducție n.

Pentru cazul $\beta = 0$ ecuația (3) are soluție aperiodică critică:

$$v = \sin(\omega t + \psi) - e^{-\delta t} \left[\left(\frac{\omega_0^2}{\omega} \cos \psi - \sin \psi \right) t + \sin \psi \right] - \varepsilon_{\text{Con}} \omega_0^2 C Z e^{-\delta t}, \quad (6)$$

iar pentru cazul $\beta^2 < 0$, și cu notația $\omega_0'^2 = \omega_0^2 - \delta^2$, rezultă soluția periodică:

$$v = \sin(\omega t + \psi) - e^{-\delta t} \left[\left(\frac{\omega_0^2}{\beta \omega_0'} \cos \psi - \frac{\delta}{\omega_0'} \sin \psi \right) \sin \omega_0' t + \sin \psi \cos \omega_0' t \right] - \varepsilon_{\text{Con}} \frac{\omega_0^2}{\omega_0'} C Z e^{-\delta t} \sin \omega_0' t. \quad (7)$$

Presupunând condensatorul descărcat înaintea primei conectări la sursa de tensiune alternativă, la prima trecere în conducție a ventilului, condiția inițială este: $\varepsilon_{\text{Co1}} = 0$. După comutarea directă a ventilului circuitul este străbătut de curent electric, pînă în momentul în care curentul scade la valoarea de menținere I_H cînd ventilul se blochează; legătura circuitului cu sursa de tensiune se întrerupe. În ipoteza că curentul de descărcare prin dielectricul condensatorului este neglijabil, tensiunea pe condensator nu se modifică pînă în momentul unei noi treceri în conducție a ventilului. Deci la conectarea a doua, tensiunea inițială a condensatorului este egală cu tensiunea de la sfîrșitul primului interval de conducție: $\varepsilon_{\text{Co2}} = \varepsilon_{\text{Co1}}$. Noua trecere în conducție are loc doar dacă tensiunea anodică a ventilului este pozitivă:

$$u_{\text{AK}} = u - u_C > 0; \quad u > u_C. \quad (8)$$

Unghiul de conducție λ se poate calcula, punînd condiția ca curentul să fie egal cu valoarea de menținere I_H . Considerînd soluția (4), această condiție se scrie:

$$I_m \sin(\lambda + \psi) - I_m \frac{e^{-\frac{\delta}{\omega} \lambda}}{\beta} \left[\left(\frac{\omega_0^2}{\omega} \cos \psi - \sin \psi \right) \text{sh} \frac{\beta}{\omega} \lambda + \right. \\ \left. + \beta \sin \psi \text{ch} \frac{\beta}{\omega} \lambda \right] - U_{\text{Con}} \frac{C \omega_0^2 e^{-\frac{\delta}{\omega} \lambda}}{\beta} \text{sh} \frac{\beta}{\omega} \lambda = I_H. \quad (9)$$

Deoarece curentul de menținere are valori relativ mici (sub 1mA la ventile ionice și sub 100 mA la tiristoare), unghiul de conducție se poate calcula cu suficientă precizie dacă curentul de menținere se consideră nul.

Expresia tensiunii pe condensator u_C se poate calcula dacă se cunoaște expresia curentului prin ventil:

$$u_C = \frac{1}{C} \int_0^t i dt. \quad (10)$$

Celor trei soluții ale curentului le corespund trei expresii ale tensiunii condensatorului.

Pentru $\beta^2 > 0$ tensiunea este:

$$u_C = \frac{U_m}{\omega CZ} \sin(\omega t + \psi - \frac{\pi}{2}) + \frac{U_m}{\omega CZ} \left[(\int \cos \psi - \omega \sin \psi) \frac{\text{sh} \beta t}{\beta} + \right. \\ \left. + \cos \psi \text{ch} \beta t \right] e^{-\delta t} + U_{Con} e^{-\delta t} (\frac{\int}{\beta} \text{sh} \beta t + \text{ch} \beta t). \quad (11)$$

Împărțind expresia (11) la amplitudinea tensiunii alternante U_m , rezultă expresia valorii relative a tensiunii pe condensator:

$$\varepsilon_C = \frac{1}{\omega CZ} \sin(\omega t + \psi - \frac{\pi}{2}) + \frac{e^{-\delta t}}{\omega CZ} \left[(\int \cos \psi - \omega \sin \psi) \frac{\text{sh} \beta t}{\beta} + \right. \\ \left. + \cos \psi \text{ch} \beta t \right] + \varepsilon_{Con} e^{-\delta t} (\frac{\int}{\beta} \text{sh} \beta t + \text{ch} \beta t). \quad (12)$$

Pentru $\beta = 0$ tensiunea pe condensator are expresia:

$$\varepsilon_C = \frac{1}{\omega CZ} \sin(\omega t + \psi - \frac{\pi}{2}) + \frac{e^{-\delta t}}{\omega CZ} \left[(\int \cos \psi - \omega \sin \psi) t + \right. \\ \left. + \cos \psi \right] + \varepsilon_{Con} e^{-\delta t} (\int + 1), \quad (13)$$

iar pentru $\beta^2 < 0$:

$$\varepsilon_C = \frac{1}{\omega CZ} \sin(\omega t + \psi - \frac{\pi}{2}) + \frac{e^{-\delta t}}{\omega CZ} \left[(\int \cos \psi - \omega \sin \psi) \frac{\sin \omega_0' t}{\omega_0'} + \right. \\ \left. + \cos \psi \cos \omega_0' t \right] + \varepsilon_{Con} (\frac{\int}{\omega_0'} \sin \omega_0' t + \cos \omega_0' t) e^{-\delta t}. \quad (14)$$

Tensiunea relativă la sfârșitul intervalului $(n-1)$ de conducție ($\varepsilon_{C(n-1)}$) se obține înlocuind timpul din soluțiile (12)-(14) cu valoarea $\frac{\lambda_{n-1}}{\omega}$ obținută din ecuația corespunzătoare de tipul ecuației (9). Această tensiune va fi condiție inițială pentru intervalul de conducție n :

$$\varepsilon_{C(n-1)} = \varepsilon_{\text{Con}}. \quad (15)$$

Variația în timp a curentului și tensiunii pe condensator pentru cazul $\beta^2 > 0$ este reprezentată în figura 2.

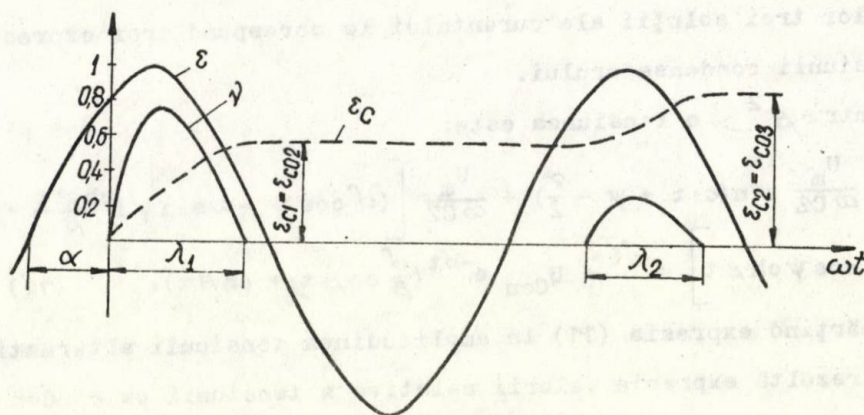


Fig.2.

Dacă ventilele sînt comandate cu unghiuri scurte, pentru un unghi de comandă dat pot avea loc doar un anumit număr de conectări, și anume pînă cînd tensiunea inițială a condensatorului are valoare mai mică decît tensiunea alternativă în momentul conectării:

$$u_{\text{Con}} < U_m \sin \alpha. \quad (16)$$

Astfel pentru $\alpha = 0$ poate avea loc doar o singură conectare; la conectarea a doua condiția (16) nu este îndeplinită.

Dacă ventilele sînt comandate cu impulsuri dreptunghiulare lungi (cu durata comparabilă cu semiperioada tensiunii alternati-

ve) conectarea următoare poate avea loc și dacă condiția (16) nu este îndeplinită, dar în acest caz trecerea în conducție a ventilului nu mai are loc la același unghi α ci mai târziu, deși ventilul a fost comandat la unghiul α . Dar și în acest caz conectarea poate avea loc pînă cînd tensiunea pe condensator atinge valoarea limită egală cu amplitudinea tensiunii de alimentare.

Unghiul de conducție scade de la o conectare la alta pînă cînd intrarea în conducție a ventilelor devine imposibilă. Dacă circuitul este în regim oscilatoriu slab amortizat, deja la prima conectare tensiunea pe condensator depășește amplitudinea tensiunii de alimentare, devenind imposibilă a doua conectare.

Verificarea cantitativă a celor enunțate mai sus s-a făcut pe un circuit cu parametri de valoare: $R = 100\Omega$, $C = 50\mu F$, $L = 100\text{ mH}$, circuitul fiind conectat la rețeaua industrială de 50 Hz. În aceste condiții regimul tranzitoriu este aperiodic, valorile relative ale curentului și tensiunii pe condensator variază după expresiile (5) și (12). În figura 3 se indică variația

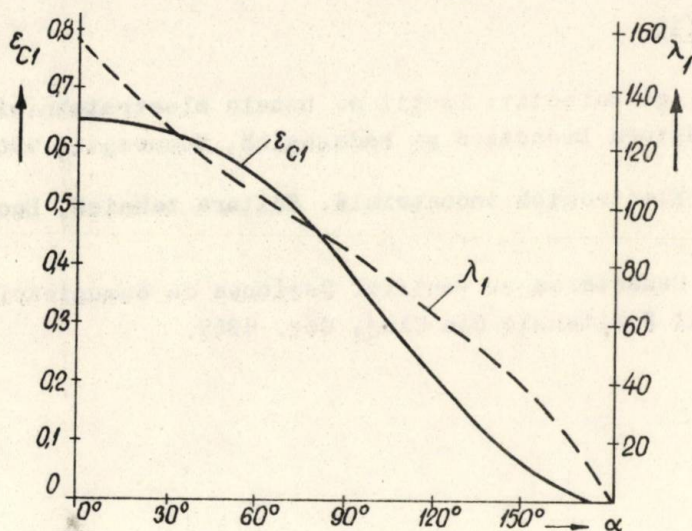


Fig. 3.

valorilor calculate ale tensiunii relative pe condensator după prima conectare ε_{C1} și unghiului de conducție λ , din prima conectare, funcție de unghiul de comandă α a trecerii în conducție a ventilului. Pe baza curbelor trasate se constată că tensiunea condensatorului se poate regla în limite largi prin modificarea unghiului de comandă. Din calcule reiese de asemenea că tensiunea condensatorului se modifică și cu numărul de conectări. Combinând modificarea momentului conectării cu variația numărului de conectări se pot obține valori bine precizate ale tensiunii condensatorului; energia electrică înmagazinată în condensator se poate folosi în diverse scopuri industriale.

Aspectele principale legate de conectarea circuitului R, L, C abordate mai înainte sînt valabile pentru cazul cînd perioada fenomenelor tranzitorii de comutație proprie a ventilului este mult mai mică decît semiperioada tensiunii alternative la care se conectează circuitul. În cazul frecvențelor mai mari la tratarea problemei trebuie ținut cont și de comutația ventilului semicomandat.

Bibliografie

- [1]. Timotin, A. și colectiv: Lecții de bazele electrotehnicii, vol. II, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1964.
- [2]. Ponner, I: Electronică industrială. Editura tehnică, București, 1972.
- [3]. Matlac, I: Conectarea cu ventile. Sesiunea de comunicări a Institutului Politehnic din Cluj, dec. 1969.

MATLAC I., SZEKELY I., NEAGOE M.

CONECTAREA CU VENTILE SEMICOMANDATE A CIRCUITULUI
R,L,C LA O SURSA DE TENSIUNE SINUSOIDALA

Rezumat

Fiecare tip de convertor electric cu ventile electrice semicomandate se poate studia cu diferite metode. Studiul lor se va face unitar, dacă se studiază mai întâi comutarea circuitelor electrice simple cu ventile semicomandate la diferite surse de tensiune. Funcționarea oricărui convertor se obține din combinația fenomenelor de comutație legate de comutarea acestor circuite simple.

Prezenta lucrare se ocupă cu analiza fenomenelor legate de comutarea circuitului R,L,C pasiv la o sursă de tensiune sinusoidală. Pe baza soluțiilor complete se trag concluzii cu privire la regimurile de funcționare.

LE COMMUTATION PAR DES SOUPAPES SEMICOMMANDEES DU
CIRCUIT R,L,C A UNE SOURCE DE TENSION ALTERNATIVE

Résumé

On peut étudier chacun type de convertisseur électrique avec des soupapes électriques semicommandés par des diverses méthodes. Leur analyse on fait d'une point de vue unitaire s'il on étudie avant tout la commutation avec soupapes électriques des circuits simples aux diverses sources de tension. On peut obtenir la fonctionnément des chaque convertisseurs par la combinaison des phénomènes de commutation des circuits simples.

Cet ouvrage présente l'analyse des phénomènes de comutation de circuit R,L,C passive à une source de tension alternative. Sur la base des solutions completes on tire des conclusions concernant les regimes de fonctionnément.

MARIREA RENDAMENTULUI ELECTRIC AL CUPTOARELOR CU
ARC DE ELABORARE A OTELURILOR PRIN MODIFICAREA
LINIEI SCURTE

dr. ing. Em. Micu, șef de lucrări

dr. ing. N. Veștemeanu, conferențiar

ing. C. Samoilă, șef de lucrări

Universitatea din Brașov

Pierderile de energie electrică în instalația de alimentare a cuptorului cu arc electric (reactor, transformator, bare și cabluri de joasă tensiune, electrozi) reprezintă 16 . . . 20% din consumul total de energie electrică necesar elaborării șarjei (valorile superioare corespund utilizării electrozilor de cărbune, iar cele inferioare electrozilor de grafit). Dintre aceste pierderi electrice, cea mai mare parte revine barelor și cablurilor de joasă tensiune (linia scurtă) a căror rezistență electrică reprezintă 15 . . . 35% din rezistența electrică totală echivalentă a cuptorului.

Nesimetria curenților pe cele trei faze, datorită amplasării conductelor pe orizontală și nu în virfurile unui triunghi echilateral care ar asigura distanțe egale între toate fazele, dar care nu se poate aplica în practică din cauza dificultăților constructive, produce de asemenea o creștere a pierderilor electrice și o scădere a productivității cuptorului.

Reducerea pierderilor electrice în linia scurtă și uniformizarea curenților pe cele trei faze se poate obține prin modificarea liniei scurte monofiliare (cu conexiunea triunghi executată în interiorul transformatorului, fig. 1), în linie scurtă bifilară, la care conexiunea triunghi este executată pe electrozi (fig. 2).

Pentru a vedea avantajele alimentării bifilare, trebuie studiate rezistențele și reactanțele pe fază în cele două cazuri.

1. Alimentarea monofilară (fig. 1)

Căderea de tensiune între punctele a și b, în reprezentare complexă, se scrie :

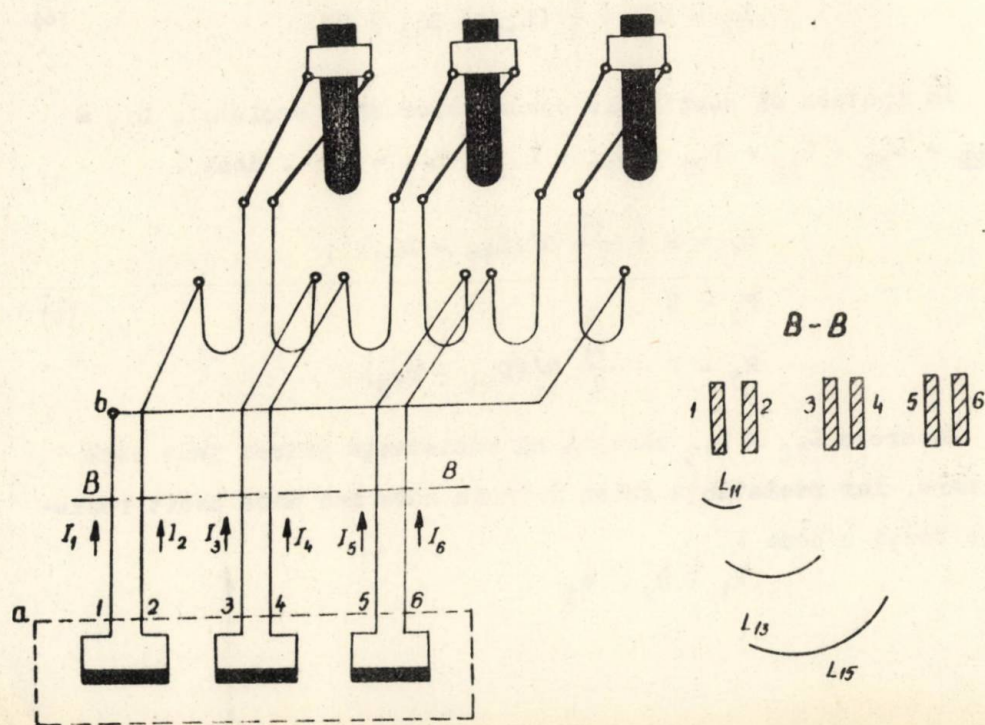
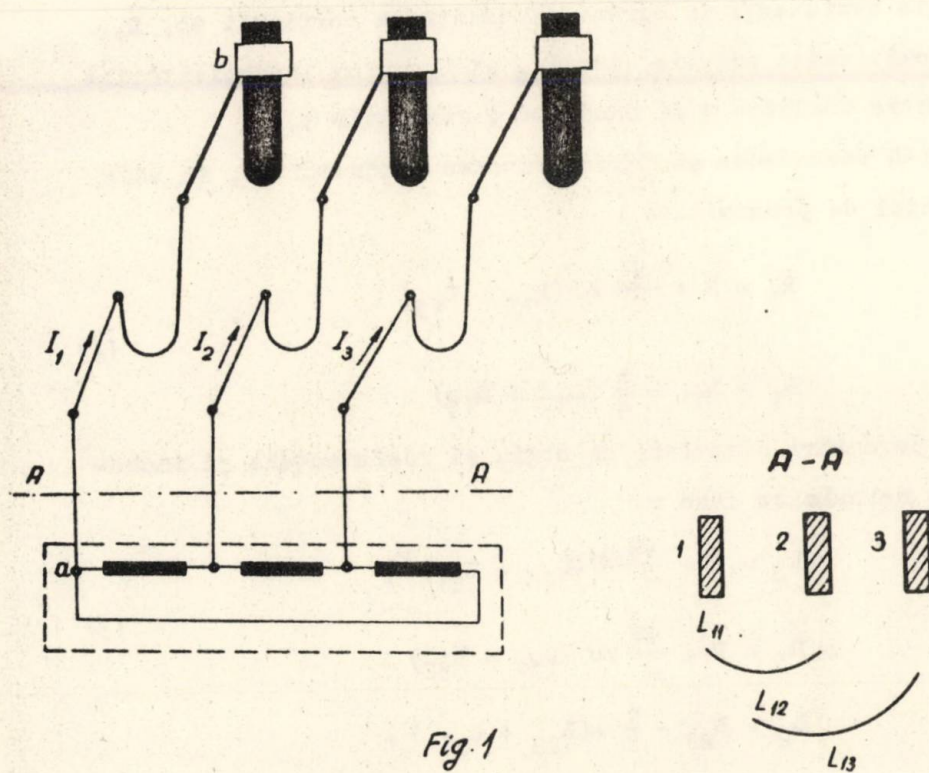
$$\underline{U}_{ab} = (R + j\omega L_{11}) \underline{I}_1 + j\omega L_{12} \underline{I}_2 + j\omega L_{13} \underline{I}_3 \quad (1)$$

În ipoteza simplificatoare a unor curenți egali prin cei trei electrozi adică :

$$\begin{aligned} \underline{I}_1 &= I \\ \underline{I}_2 &= I \exp(-j \frac{2\pi}{3}) \\ \underline{I}_3 &= I \exp(j \frac{2\pi}{3}) \end{aligned} \quad (2)$$

căderea de tensiune pe o fază secundară devine :

$$\begin{aligned} \underline{U}_{ab} &= I (R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega L_{12} - \frac{\sqrt{3}}{2} \omega L_{13}) + \\ &+ j\omega I (L_{11} - \frac{1}{2} L_{12} - \frac{1}{2} L_{13}) \end{aligned} \quad (3)$$



unde R este rezistența în curent alternativ a porțiunii ab , L_{11} este inductivitatea proprie, iar L_{12} și L_{13} sînt inductivitățile mutuale între conducta 1 și conducta 2 respectiv 3.

Rezultă rezistența și inductivitatea conductei ab , în care apare efectul de proximitate :

$$R_1 = R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{12} - L_{13}) ; \quad (4)$$

$$L_1 = L_{11} - \frac{1}{2} (L_{12} + L_{13}) .$$

Prin permutări circulare se obțin și rezistențele și inductivitățile celorlalte faze :

$$R_2 = R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{23} - L_{21}) ; \quad (5)$$

$$R_3 = R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{31} - L_{32}) ;$$

$$L_2 = L_{22} - \frac{1}{2} (L_{23} + L_{21}) ;$$

$$L_3 = L_{33} - \frac{1}{2} (L_{31} + L_{32}) . \quad (6)$$

În ipoteza că secțiunile conductelor sînt aceleași, $L_{11} = L_{22} = L_{33}$; $L_{12} = L_{21} = L_{23} = L_{32}$; $L_{13} = L_{31}$, deci :

$$R_1 = R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{12} - L_{13}) ;$$

$$R_2 = R ; \quad (7)$$

$$R_3 = R - \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{12} - L_{13}) .$$

Deoarece $L_{12} > L_{13}$ rezultă că rezistența primei faze este mai mare, iar rezistența fazei a treia este mai mică decît rezistența fazei a doua :

$$R_1 > R_2 > R_3$$

Neuniformitatea rezistențelor pe cele trei faze atrage după sine neuniformitatea puterilor date de cei trei electrozi, diferențele de putere la cuptoarele mari atingând procentul de 20%.

2. Alimentare bifilară (fig. 2)

Căderea de tensiune pe porțiunea ab, în reprezentare complexă este :

$$\underline{U}_{ab} = (R + j\omega L_{11})\underline{I}_1 + j\omega L_{12}\underline{I}_2 + j\omega L_{13}\underline{I}_3 + j\omega L_{14}\underline{I}_4 + j\omega L_{15}\underline{I}_5 + j\omega L_{16}\underline{I}_6. \quad (8)$$

În ipoteza curenților egali prin cei trei electrozi,

$$\begin{aligned} \underline{I}_1 &= -\underline{I}_2 = I; \\ \underline{I}_3 &= -\underline{I}_4 = I \exp(-j\frac{2\pi}{3}); \\ \underline{I}_5 &= -\underline{I}_6 = I \exp(j\frac{2\pi}{3}), \end{aligned} \quad (9)$$

căderea de tensiune devine :

$$\begin{aligned} \underline{U}_{ab} &= I (R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{13} - L_{14} - L_{15} + L_{16})) + \\ &+ j\omega I (L_{11} - L_{12} - \frac{1}{2} L_{13} + \frac{1}{2} L_{14} - \frac{1}{2} L_{15} + \frac{1}{2} L_{16}). \end{aligned} \quad (10)$$

Rezistența și inductivitatea primei conducte între punctele a și b este :

$$\begin{aligned} R^1 &= R + \frac{3}{2} \omega (L_{13} - L_{14} - L_{15} + L_{16}); \\ L^1 &= L_{11} - L_{12} - \frac{1}{2} L_{13} + \frac{1}{2} L_{14} - \frac{1}{2} L_{15} + \frac{1}{2} L_{16}, \end{aligned} \quad (11)$$

și prin permutări circulare se obține :

$$\begin{aligned} R^2 &= R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{24} - L_{25} - L_{26} + L_{21}); \\ R^3 &= R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{35} - L_{36} - L_{31} + L_{32}); \\ R^4 &= R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{46} - L_{41} - L_{42} + L_{43}); \end{aligned} \quad (12)$$

$$R^5 = R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{51} - L_{52} - L_{53} + L_{54}) ;$$

$$R^6 = R + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega (L_{62} - L_{63} - L_{64} + L_{65}) .$$

$$L^2 = L_{22} - L_{23} - \frac{1}{2} L_{24} + \frac{1}{2} L_{25} - \frac{1}{2} L_{26} + \frac{1}{2} L_{27} ;$$

$$L^3 = L_{33} - L_{34} - \frac{1}{2} L_{35} + \frac{1}{2} L_{36} - \frac{1}{2} L_{37} + \frac{1}{2} L_{38} ;$$

$$L^4 = L_{44} - L_{45} - \frac{1}{2} L_{46} + \frac{1}{2} L_{47} - \frac{1}{2} L_{48} + \frac{1}{2} L_{49} ; \quad (13)$$

$$L^5 = L_{55} - L_{56} - \frac{1}{2} L_{57} + \frac{1}{2} L_{58} - \frac{1}{2} L_{59} - \frac{1}{2} L_{60} ;$$

$$L^6 = L_{66} - L_{67} - \frac{1}{2} L_{68} + \frac{1}{2} L_{69} - \frac{1}{2} L_{70} + \frac{1}{2} L_{71} .$$

Trecerea de la schema cu 6 conducte la o schemă echivalentă cu 3 conducte, pentru a determina rezistențe și reactanțe pe o fază, se face punând condiția ca pierderile să fie aceleași în ambele cazuri.

$$(R^1 + R^2) I_1^2 = R_1 (I_1 \sqrt{3})^2 . \quad (14)$$

$$R_1 = \frac{R^1 + R^2}{3} ;$$

$$L_1 = \frac{L^1 + L^2}{3} . \quad (15)$$

Se fac următoarele simplificări (fig. 2)

$$L_{11} = L_{22} = L_{33} = L_{44} = L_{55} = L_{66} ;$$

$$L_{12} = L_{34} = L_{56} = L_{21} = L_{43} = L_{65} ;$$

$$L_{13} = L_{14} = L_{23} = L_{24} = L_{35} = L_{36} = L_{45} = L_{46} = \quad (16)$$

$$= L_{31} = L_{41} = L_{32} = L_{42} = L_{53} = L_{63} = L_{54} = L_{64} ;$$

$$L_{15} = L_{16} = L_{25} = L_{26} = L_{51} = L_{61} = L_{52} = L_{62} ;$$

Cu acestea și cu (15) se obține :

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{2}{3} R + \frac{\omega}{2\sqrt{3}} (L_{12} - 2 L_{15} + L_{13}) ; \\ R_2 &= \frac{2}{3} R + \frac{\omega}{2\sqrt{3}} (L_{12} - L_{13}) ; \\ R_3 &= \frac{2}{3} R + \frac{\omega}{2\sqrt{3}} (L_{12} + L_{15} - 2L_{13}) . \end{aligned} \quad (17)$$

Deoarece $L_{12} \gg L_{15}$; $L_{12} \gg L_{13}$

$$R_1 \approx R_2 \approx R_3 \approx \frac{2}{3} R + \frac{\omega}{2\sqrt{3}} L_{12} .$$

prin urmare rezistențele pe cele trei faze sînt aproximativ egale și mai mici decît la alimentarea monofilară. Scăderea rezistenței la alimentarea bifilară este de aproximativ 50%.

Deoarece prin modificarea făcută nu s-a asigurat ca conductele 1 și 2 să fie apropiate pe toată lungimea lor (din motive constructive) este de așteptat o scădere mai puțin pronunțată a rezistenței. Pierderile de energie în linia scurtă scad aproape la jumătate ceea ce reprezintă o economie de energie de aproape 4% din consumul total de energie al cuptorului.

Inductivitățile pe cele trei faze devin de asemenea aproape egale :

$$L_1 \approx L_2 \approx L_3 \approx \frac{1}{3} (L_{11} - \frac{1}{2} L_{12}) ,$$

și de asemenea au aproximativ 50% mai mici decît la alimentarea monofilară.

3. Modificări și măsurători efectuate la cuptorul 2 de la uzina Tractorul

Schema de conexiuni a transformatorului a fost modificată ca în figura 3, pentru a se permite alimentarea cu 6 conducte. Traseul barelor și amplasarea transformatoarelor de curent de măsură au

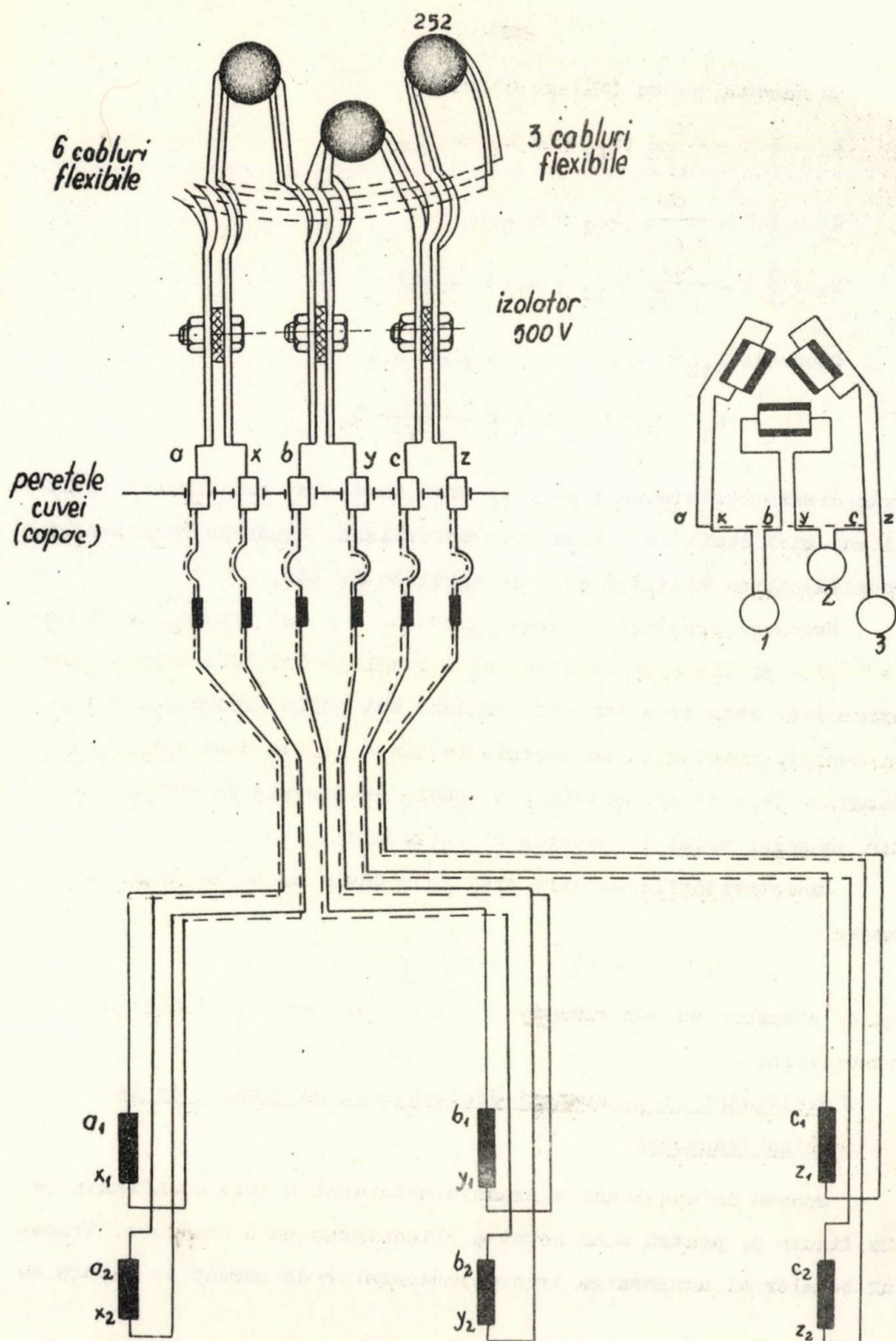


Fig. 3

foșt modificate ca în figura 4.

Măsurători efectuate

S-au efectuat măsurători în luna aprilie 1971 la un număr de 30 șarje la cuptorul nr. 2, înainte de modificarea liniei source.

S-a măsurat :

- greutatea încălzăturii ;
- timpul de topire ;
- consumul de energie la topire ;

S-au calculat :

- consumul specific de energie la topire ;
- timpul de elaborare ;
- consumul de energie total ;
- consumul specific de energie total ;
- puterea medie în regimul de topire ;
- puterea medie în regimul de elaborare ;
- durata specifică de elaborare.

Consumul total de energie electrică pentru 30 de șarje respectiv greutatea acestora sînt respectiv :

$$W_{\text{total}} = 90.932 \text{ kWh}$$

$$G_{\text{total}} = 120.523 \text{ kg.}$$

Rezultă un consum specific de 759 kWh/tonă.

S-a urmărit de asemenea consumul de energie electrică și producția de oțel la cuptorul 2, după modificare, în lunile iunie și iulie 1971.

	Consum energie	Producție oțel	Consum specific
Luna iunie 1971	703.720 kWh	979.000 kg	719 kWh/tona
iulie	738.220 kWh	1058.000 kg	695 kWh/tona

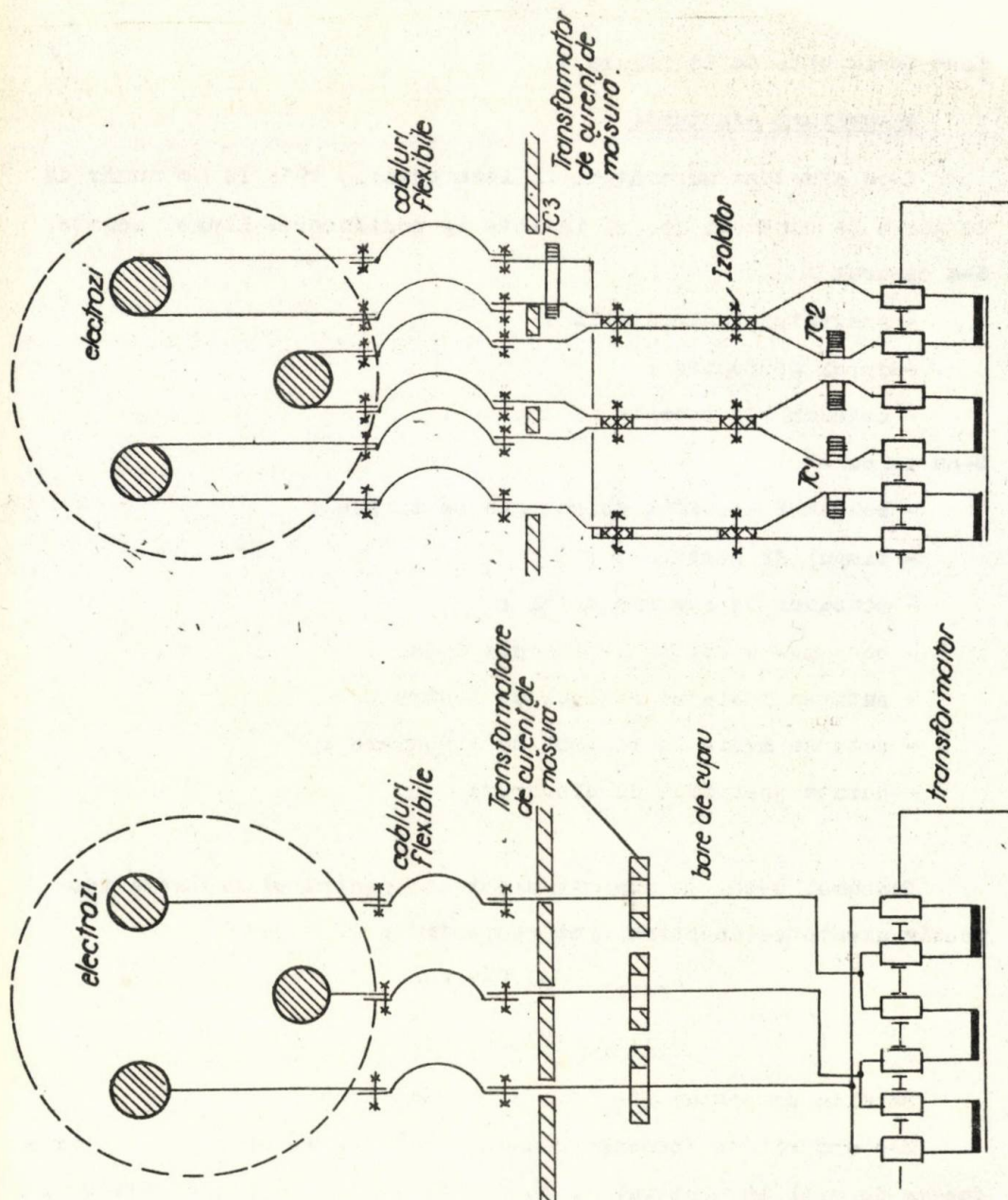


Fig. 4

S-a constatat o reducere a consumului specific de energie electrică la cuptorul 2 de 5,1% în luna iunie și de 8,3% în luna iulie 1971, față de media celor 30 șarje din luna aprilie 1971, înainte de modificare.

De asemenea în luna iulie 1971, la cuptorul nr. 2, la care s-a făcut modificarea, s-a obținut o producție de oțel cu 12% mai mare decât media producției celorlalte 3 cuptoare la care nu s-a făcut modificarea.

Concluzii

Prin modificarea liniei scurte a cuptorului cu arc electric de elaborare a oțelului de la uzina Tractorul s-au obținut următoarele rezultate :

1. Rezistențele și reactanțele liniei scurte s-au redus considerabil, micșorându-se pierderile în barele și cablurile de joasă tensiune și îmbunătățindu-se factorul de putere al cuptorului.
2. Prin uniformizarea curenților pe cele trei faze s-a obținut o creștere a productivității cuptorului și o scădere a uzurii căptușelii.
3. Consumul specific de energie electrică a scăzut cu 5...8%, iar productivitatea cuptorului a crescut cu 10 . . . 12%.

MICU Em, VESTEMEANU N, SAMOILA C.

MARIREA RANDAMENTULUI CUPTOARELOR CU ARC DE
ELABORARE A OTELURILOR PRIN MODIFICAREA LINIEI
SCURTE

Rezumat

Se prezintă modificările făcute la linia scurtă a unui cuptor cu arc electric de elaborare a oțelului de la uzina Tractorul, cu scopul de a micșora pierderile de energie electrică. S-a trecut la alimentarea bifilară (cu conexiunea triunghi pe electrozi), micșorându-se în acest fel rezistențele și reactanțele și mărindu-se gradul de uniformitate a acestora față de situația alimentării monofilare anterioare (cu conexiunea triunghi pe transformator). În urma acestor modificări s-au mărit randamentul, factorul de putere și productivitatea cuptorului, iar consumul specific de energie electrică a scăzut considerabil (între 5 și 8 %).

DIE VERGRÖßERUNG DES ELEKTRISCHEN WIRKUNGSGRADDES
DER LICHTBOGENSTAHLSCHEMELZOFEN DURCH DIE VERÄN -
DERUNG DES NIEDERSpannungsNETZES

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die Veränderung des Niederspannungsnetzes eines Lichtbogenstahlschmelzofens in dem Tractorul Werk dargestellt. Durch diese Veränderung ermöglicht man die Speisung der drei Ofenelektroden mit sechs Leitungen (Dreieckschaltung an den Elektroden) und dadurch werden die Wirk- und Blindwiderstände kleiner und gleichförmiger, als bei Speisung mit drei Leitungen (Dreieckschaltung an dem Transformator). Infolge dieser Massnahmen erhöht man den Wirkungsgrad, den Leistungsfaktor und die Produktivität des Ofens und verkleinert den Stromverbrauch erheblich (zwischen 5 und 8 %).

TRADUCTOR DE UNGHI INTERN TRANZISTORIZAT

Ing. Gh. Duduță, asistent la Universitatea
din Brașov

După cum se știe, pe plan mondial, au apărut și au început să se aplice generatoarele sincrone cu dublă excitație. Infășurarea de excitație, dispusă pe axa transversală a mașinii, are curentul de excitație comandat și reglat de un regulator de unghi intern. Studiile efectuate au arătat că folosirea reglajului automat de unghi intern în axa transversală, extinde zona de stabilitate a mașinii sincrone, aceasta putând funcționa cu unghiuri interne sporite. La mașinile sincrone clasice, adică cu o singură infășurare de excitație, cea dispusă după axa longitudinală, practic nu se poate face reglajul unghiului intern, deoarece pentru aceasta ar fi necesari curenți de excitație excesiv de mari, nepermisi din punctul de vedere al stabilității termice. De aceea, la aceste mașini, se face numai o limitare a unghiului intern, adică la depășirea unui unghi limită, se comandă forțarea excitației, pentru un timp limitat de încălzirile admisibile ale mașinii, în vederea

sporirii stabilității statice și dinamice.

Atât în cazul mașinilor sincrone clasice, cât și la cele cu dublă excitație, este necesară măsurarea unghiului intern. Lucrarea își propune să analizeze un traductor de unghi intern, realizat cu tranzistoare.

Semnalele de intrare ale traductorului sînt:

- Tensiunea electromotoare a generatorului sincron.

Semnalul generatorului sincron pilot este proporțional și în fază cu tensiunea electromotoare a generatorului sincron.

$$u_e = U_e \sin \omega t .$$

Acest semnal se aplică la bornele 1, 2 transformatorului de adaptare m_1 .

- Tensiunea la bornele generatorului sincron.

Acest semnal se culege de pe secundarul reductorului de tensiune, montat la bornele generatorului sincron. El se aplică la bornele 3, 4 transformatorului de adaptare m_2 .

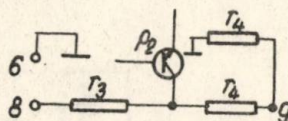
După ce semnalul de tensiune electromotoare, adaptat de transformatorul m_1 și defazat corespunzător de puntea defazoare $r_1 - k_1$, se aplică unui amplificator cu reacție pozitivă, care cuprinde tranzistoarele p_3 , p_4 , p_5 , p_6 . Amplificatorul cu reacție pozitivă convertește unda sinusoidală într-o undă alternativă dreptunghiulară, de aceeași frecvență. Acest semnal se găsește între punctele 7 și 8:

$$u'_e = \begin{cases} U_s ; & \omega t \in (0, \pi) \cup (2\pi, 3\pi) \cup \dots \cup (2m\pi, (2m+1)\pi) \\ -U_s ; & \omega t \in (\pi, 2\pi) \cup (3\pi, 4\pi) \cup \dots \cup ((2m+1)\pi, (2m+2)\pi) \end{cases}$$

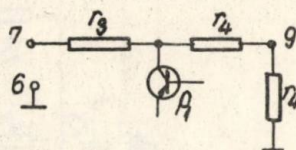
U_s - tensiunea de saturație a amplificatorului cu reacție pozitivă.

În continuare, semnalul u'_g se aplică elementului sensibil la fază care cuprinde tranzistoarele p_1 și p_2 . Aceste tranzistoare sînt comandate în regim de comutație, de semnalul în fază cu tensiunea la borne a generatorului sincron, semnal care este adaptat de transformatorul m_2 .

Schema echivalentă a elementului sensibil la fază, cînd conduce tranzistorul p_1 , iar p_2 este blocat este următoarea:



În cazul în care tranzistorul p_1 este blocat, iar p_2 conduce, schema echivalentă este cea alăturată:



Dacă se defazează semnalul de tensiune electromotoare cu 90° electrice înaintea tensiunii electromotoare a generatorului sincron, valoarea medie a semnalului, la ieșirea elementului sensibil la fază (între punctele 9 și 6) este:

$$u_{9,6} = \frac{r_4}{2r_4 + r_3} \cdot \frac{U_s}{T} \cdot \delta \quad \left(-\frac{\pi}{2} < \delta < \frac{\pi}{2}\right)$$

$$u_{9,6} = \frac{r_4}{2r_4 + r_3} \cdot \frac{U_s}{T} \cdot (\pi - \delta) \quad \left(\frac{\pi}{2} < \delta < \pi\right).$$

Schema traductorului la care ne referim, este reprezentată în figura 1.

În figura 2 s-au reprezentat formele de undă ale semnalului la ieșirea elementului sensibil la fază ($u_{9,6}$), pentru diferite unghiuri de defazaj δ .

Puntea defazoare $r_1 - k_1$ are rolul de a defaza artificial semnalul de tensiune electromotoare a generatorului sincron, cu

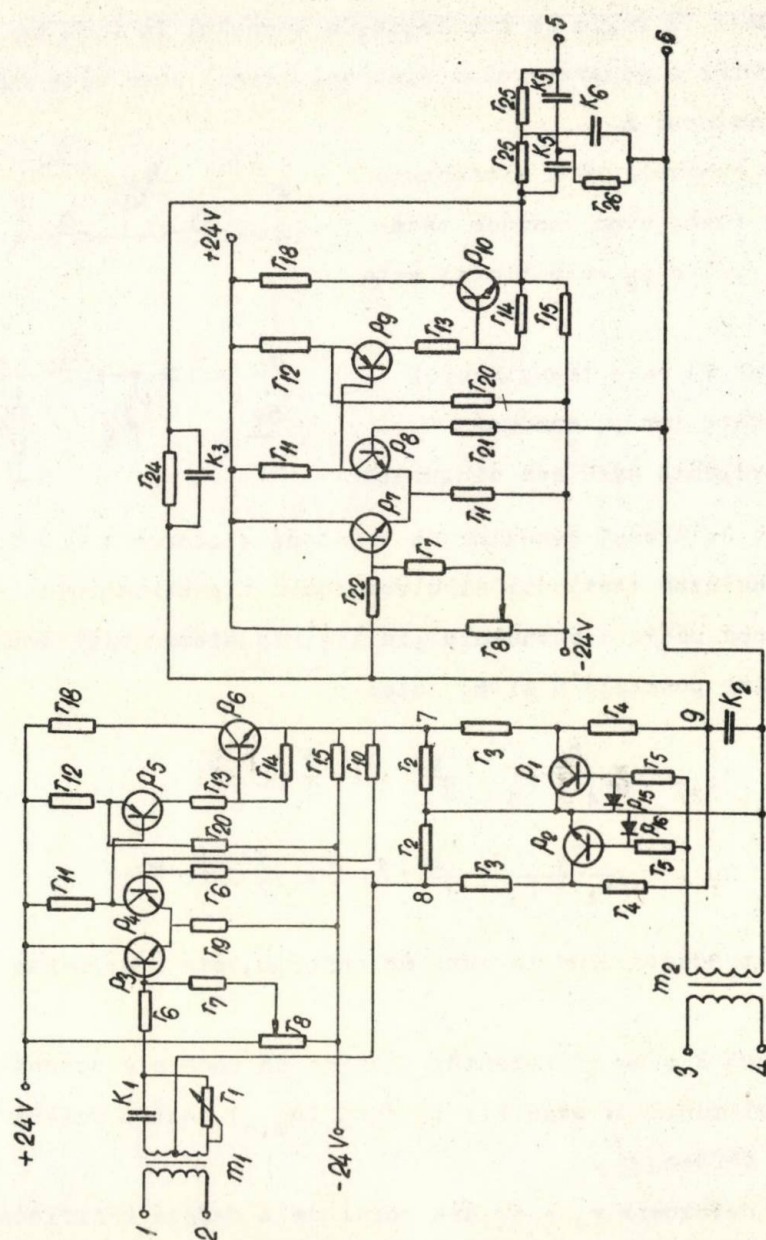


Fig. 1

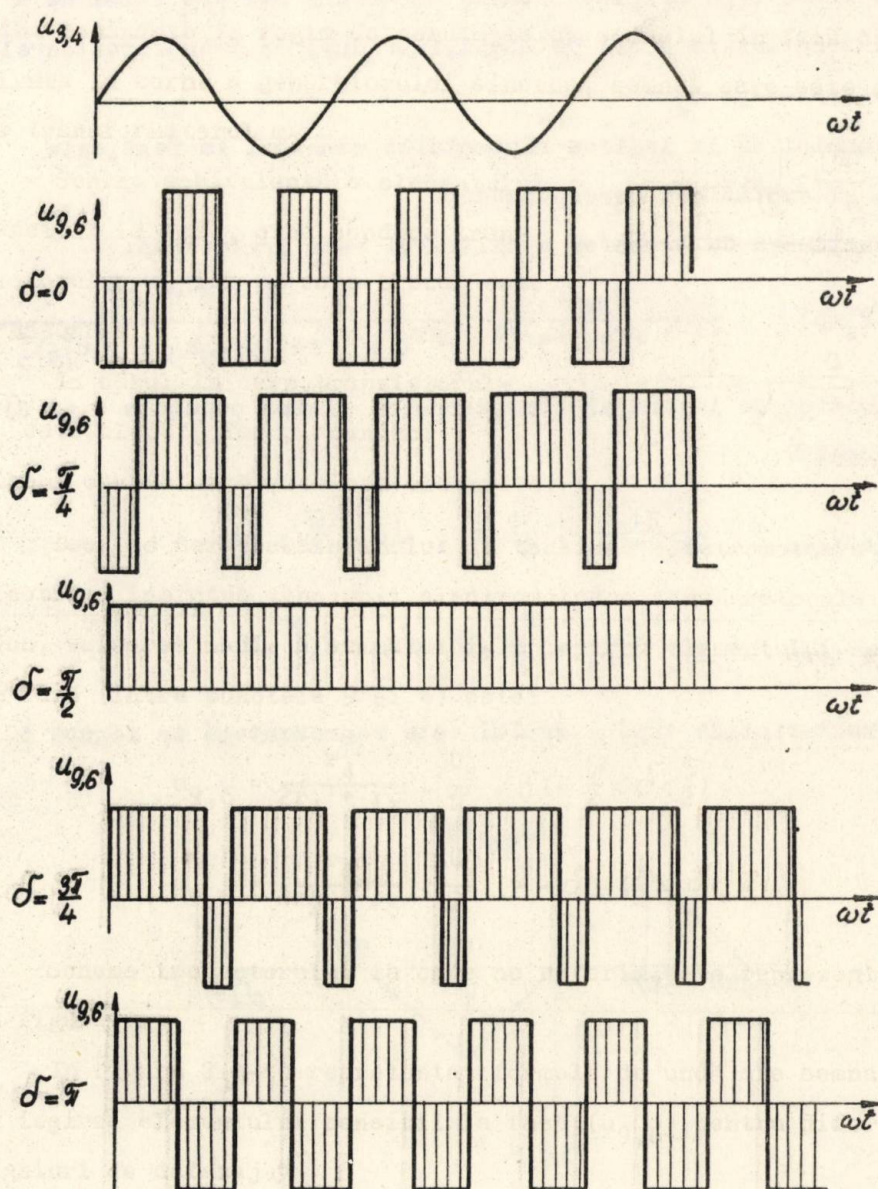


Fig. 2

90° electrice înainte, pentru a se obține o caracteristică liniară, care trece prin origine. Puntea defazoare mai are rolul de a corecta eventualele erori de unghi, introduse de transformatoarele de adaptare m_1 și m_2 .

Semnalul de la ieșirea elementului sensibil la fază, este filtrat și amplificat corespunzător.

Funcțiunea de transfer a filtrului este următoarea:

$$F_f(p) = - \frac{r_{24}/r_1}{(1 + pr_{24} \cdot k_3)(1 + pk_2 r_4)} \cdot \frac{1 + p^2 r_{25}^2 k_5^2}{1 + 4pr_{25}k_5 + p^2 r_{25}^2 k_5^2}.$$

Semnalul de ieșire al traductorului (între punctele 5 și 6) are expresia:

$$u_{e \text{ trad}} = - \frac{r_{24}}{2r_4 + r_3} \cdot \frac{U_s}{\pi} \delta ; \delta \in (-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2})$$

$$u_{e \text{ trad}} = - \frac{r_{24}}{2r_4 + r_3} \cdot \frac{U_s}{\pi} (\pi - \delta); \delta \in (\frac{\pi}{2}, \pi)$$

Caracteristica traductorului este reprezentată în figura 3.

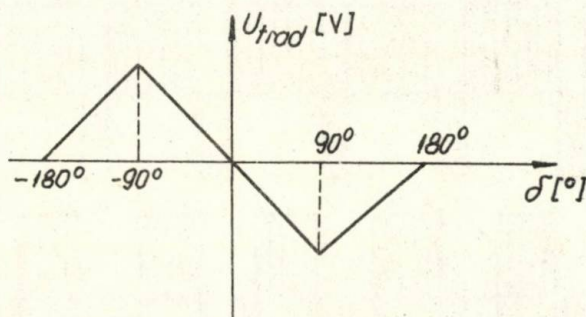


Fig.3.

La mașinile sincrone de mare putere, cu reglaj automat, cu zonă de stabilitate extinsă, unghiul intern, în regim dinamic, poate depăși cu mult 90° electrice. În aceste cazuri, caracteristica

traductorului de unghi intern, este necorespunzătoare, deoarece se frînge la 90° electrice. Pentru a elimina neajunsul, adică pentru a face ca pe toată plaja de valori ale unghiului intern, semnalul să fie proporțional, se defazează artificial semnalul de tensiune electromotoare cu δ_0 . Semnalul traductorului devine:

$$U_{\text{trad}} = - \frac{r_{24}}{2r_4 + r_3} \cdot \frac{U_s}{\mathcal{H}} (-\delta_0 + \delta) ; \delta - \delta_0 \in \left(-\frac{\mathcal{H}}{2}, \frac{\mathcal{H}}{2}\right)$$

sau $\delta \in \left(-\frac{\mathcal{H}}{2} + \delta_0, \frac{\mathcal{H}}{2} + \delta_0\right)$

$$U_{\text{trad}} = - \frac{r_{24}}{2r_4 + r_3} \cdot \frac{U_s}{\mathcal{H}} (\mathcal{H} + \delta_0 - \delta) ; \delta - \delta_0 \in \left(\frac{\mathcal{H}}{2}, \mathcal{H}\right)$$

sau $\delta \in \left(\frac{\mathcal{H}}{2} + \delta_0, \mathcal{H} + \delta_0\right)$,

Această caracteristică este reprezentată în figura 4.

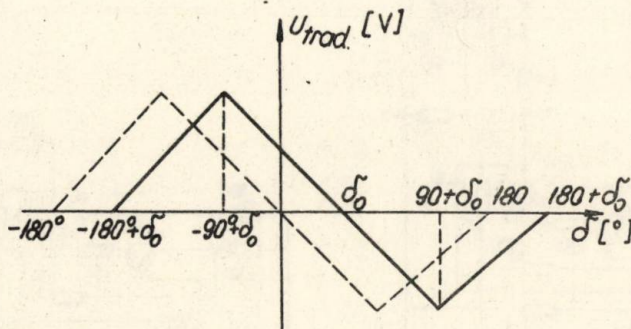


Fig.4.

O schemă îmbunătățită este reprezentată în figura 5. În această schemă, tranzistoarele p_1 , p_2 din elementul sensibil la fază, sînt comandate în regim de comutație, de către o undă alternativă dreptunghiulară, obținută de la amplificator cu reacție pozitivă, care cuprinde tranzistoarele p_{11} , p_{12} , p_{13} , p_{14} .

O altă variantă de schemă este arătată în figura 6.

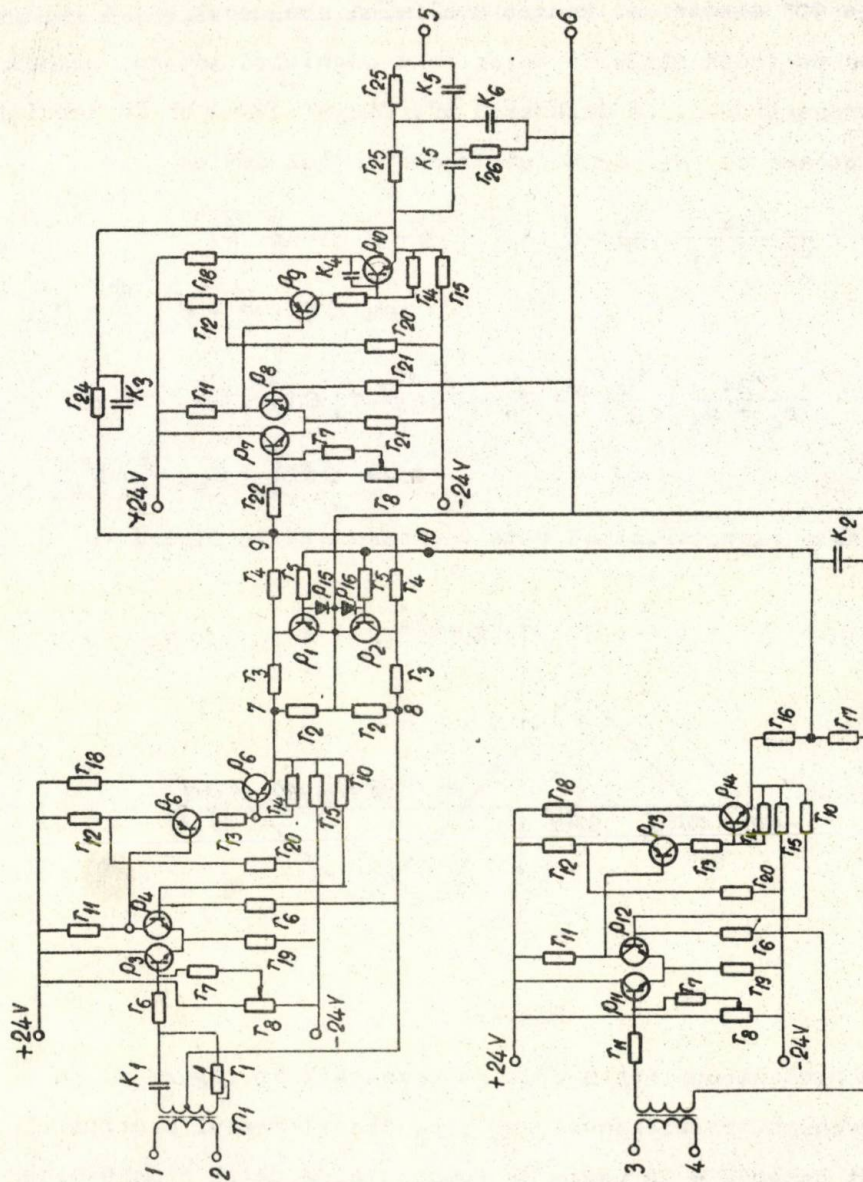


Fig 5

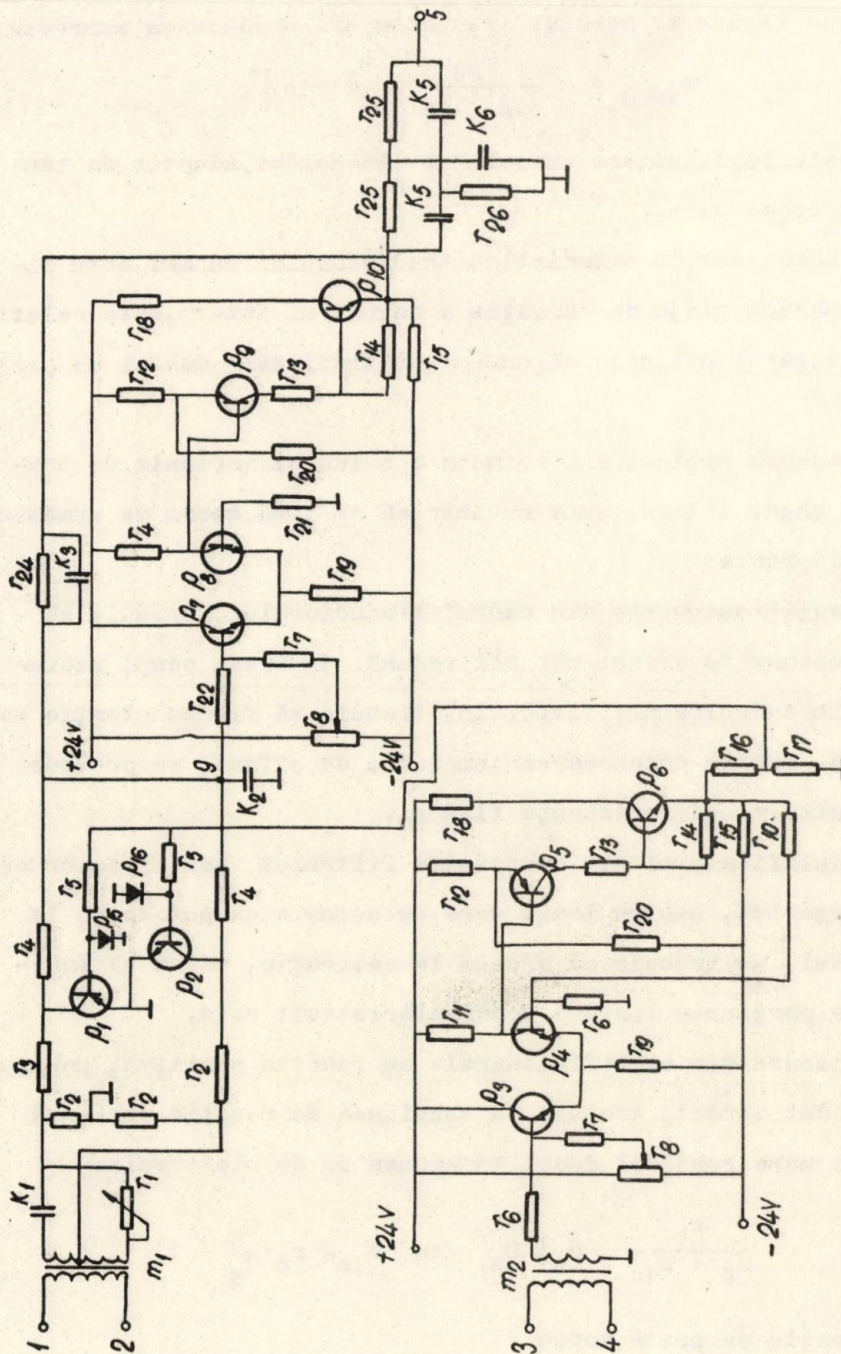


Fig. 6.

Semnalul de ieșire al acestui traductor, are următoarea expresie:

$$U_{\text{trad}} = - \frac{r_{24}}{2r_4 + r_3} \cdot \frac{U_e}{T} \sin \sigma,$$

unde U_e este amplitudinea semnalului sinusoidal, adaptat, de tensiune electromotoare.

În acest caz, caracteristica traductorului nu mai este liniară. Deoarece plaja de variație a unghiului intern, este relativ mare, caracterul neliniar al caracteristicii, este destul de pronunțat.

În vederea proiectării corecte a oricărei variante de traductor de unghi intern, este necesar să se țină seama de următoarele considerente:

a) Amplificatoarele din cadrul traductorului, trebuie să aibă o tensiune de offset cât mai redusă. În acest scop, rezistențele din cadrul amplificatorului trebuie să fie cu atenție selecționate. Pentru compensarea tensiunii de offset, se prevede potențiomtru r_8 și rezistența fixă r_7 .

b) Amplificatorul din componența filtrului, amplificator cu reacție negativă, pentru toată gama de semnale ce pot apărea la intrarea lui, nu trebuie să ajungă la saturație, adică să funcționeze pe porțiunea liniară a caracteristicii sale.

c) Fiecare din amplificatoarele cu reacție pozitivă, pentru a fi comandat corect, trebuie ca tensiunea de reacție pozitivă să fie mai mare sensibil decât tensiunea sa de histererezis.

$$\frac{r_6}{r_6 + r_{10}} \cdot U_s > U_H \quad \text{sau} \quad r_{10} < r_6 \left(\frac{U_s}{U_H} - 1 \right)$$

cu aproximație se poate scrie

$$r_{10} \leq r_6 \cdot \frac{U_s}{U_H},$$

unde U_H este tensiunea de histerezis a amplificatorului care este de ordinul a 5 mV.

Schema din figura 6 se poate folosi și ca traductor de curent reactiv. În acest caz, semnalul de intrare la transformatorul m_1 , este curentul de sarcină, luat de pe secundarul unui reductor de curent, iar la transformatorul m_2 semnalul de intrare este tensiunea pe fază, luată de pe secundarul reductorului de tensiune. Desigur că transformatoarele de adaptare a semnalelor, m_1 și m_2 vor fi altele.

La generatoarele sincrone mari, cuplate cu sistemul energetic, schema din figura 6 mai poate fi utilizată ca traductor de factor de putere. În acest caz, semnalul de tensiune, intră la transformatorul m_1 , iar la transformatorul m_2 , intră semnalul de la curentul de sarcină pe faza corespunzătoare.

Pentru ca variația tensiunii la borne, să nu influențeze precizia de măsurare a traductorului, cea mai potrivită este schema din figura 1.

Experimental s-a studiat schema din figura 6.

Tranzistoarele din elementul sensibil la fază (p_1 , p_2) se vor alege astfel încît, în conducție la saturație, căderea de tensiune emiter-colector, să fie cît mai mică.

Din punct de vedere constructiv, fiecare amplificator trebuie să constituie o unitate independentă, deoarece reglajul și încercarea sa, se face separat. Pentru ca să fie ușor accesibil, amplificatorul este indicat să se poată racorda la restul circuitului printr-un sistem de cuple mamă-tată. Cupla tată se montează pe plăcuța amplificatorului, iar cupla mamă pe placa de bază a traductorului. Plăcuța cu amplificatorul, va avea deci o poziție per-

pendiculară pe placa de bază. Sistemul de cuple mamă-tată cel mai potrivit pentru amplificator este sau Souriau (Franța) sau Hokushin (Japonia) cu 9 contacte. Pentru placa de bază, se poate utiliza o cuplă UNIDIN cu 23 de contacte.

Este indicat ca transformatoarele de adaptare m_1 și m_2 să nu se monteze pe placa de bază imprimată, pentru ca să nu se intre cu tensiuni mari în contactele cuplei, deoarece se presupune că traductorul se integrează într-o coloană de reglare.

Bibliografie

- [1]. Kapoor, S.C., Kalsi, S.S., Adkins, B. Improvement of alternator stability by controlled quadrature excitation. PROC. IEE, vol. 116, No.5, May 1969.

DUDITA, GH.

TRADUCTOR DE UNGHI INTERN TRANZISTORIZAT

Rezumat

Lucrarea prezintă trei variante de scheme de traductor de unghi intern tranzistorizat, dintre care una a fost realizată și experimentată într-o instalație de reglare automată a tensiunii unui generator sincron de 30 kVA, 400 V, trifazat.

Se arată că dispozitivul poate fi folosit și pentru măsurarea factorului de putere, a puterii reactive sau a curentului reactiv, cu anumite adaptări.

LOAD ANGLE DEVICE WITH THE TRANSISTORS

Abstract

The work investigates three schemes of angle devices with the transistors, from which one has been realized and tested within an automatic voltage control system for a synchronous generator of 30 kVA, 400 V, three-phases.

It is shown that with some modifications, the device might be also used for power factor, reactive power or reactive current measuring.

TUNEL HIDRODINAMIC PENTRU INCERCAREA RETELELOR DE PROFILE
UTILIZATE LA CONVERTIZOARELE HIDRAULICE DE CUPLU

Ing.G. Turzó, șef lucrări la Universitatea din Brașov
Tehn.A. Kilyén, proiectant la Uzina Hidromecanica Brașov

Calitățile unei turbomașini: randamentul maxim, greutatea minimă și prețul de cost minim sînt influențate în primul rînd de rețelele de profile utilizate.

Metodele de proiectare ale rețelelor oferind mai multe soluții teoretice, alegerea variantei optime se poate face numai pe cale experimentală.

Pentru încercarea experimentală a rețelelor de profile se folosesc tunele aero-hidrodinamice special construite în acest scop [1] , [2] , [3] .

În lucrare se prezintă un tunel hidrodinamic de concepție originală, pentru încercarea rețelelor de profile utilizate la convertizoarele hidraulice de cuplu.

În figura 1 este prezentată vederea generală a tunelului.

Mișcarea fluidului de lucru în circuitul principal 1 este asigurată de pompa 5 antrenată de motorul electric 9.

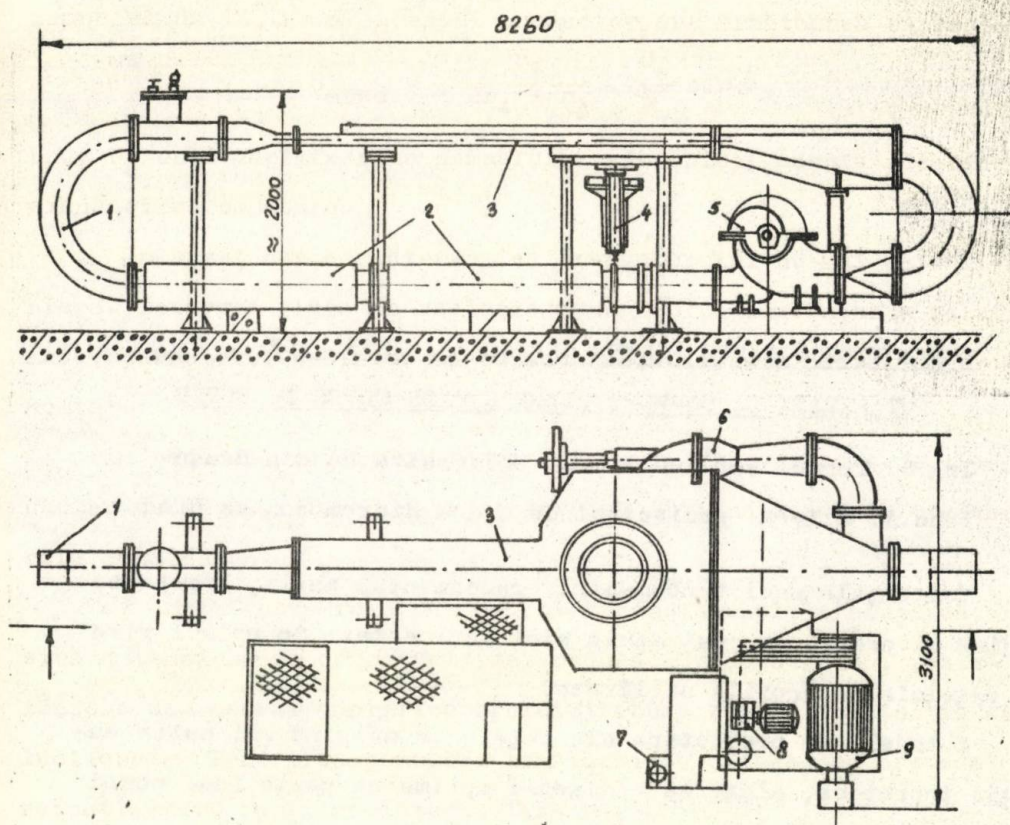


Fig.1.

Reglarea în trepte a vitezei se poate realiza cu ajutorul reostatului de pornire 7. Reglarea în mod continuu a vitezei se face prin scurtcircuitarea parțială al debitului pompei cu ajutorul circuitului secundar 6.

Temperatura fluidului de lucru se poate regla cu ajutorul schimbătoarelor de căldură 2.

Cu ajutorul electropompei 8 se poate menține în tunel o anumită presiune de bază.

Rețeaua de profile este montată în zona de lucru 3.

Cu numărul 4 este notată balanța hidrodinamică de tip Aachen.
 În figura 2 este prezentată secțiunea longitudinală și vederea de sus a zonei de lucru cu o rețea de profile axiale.

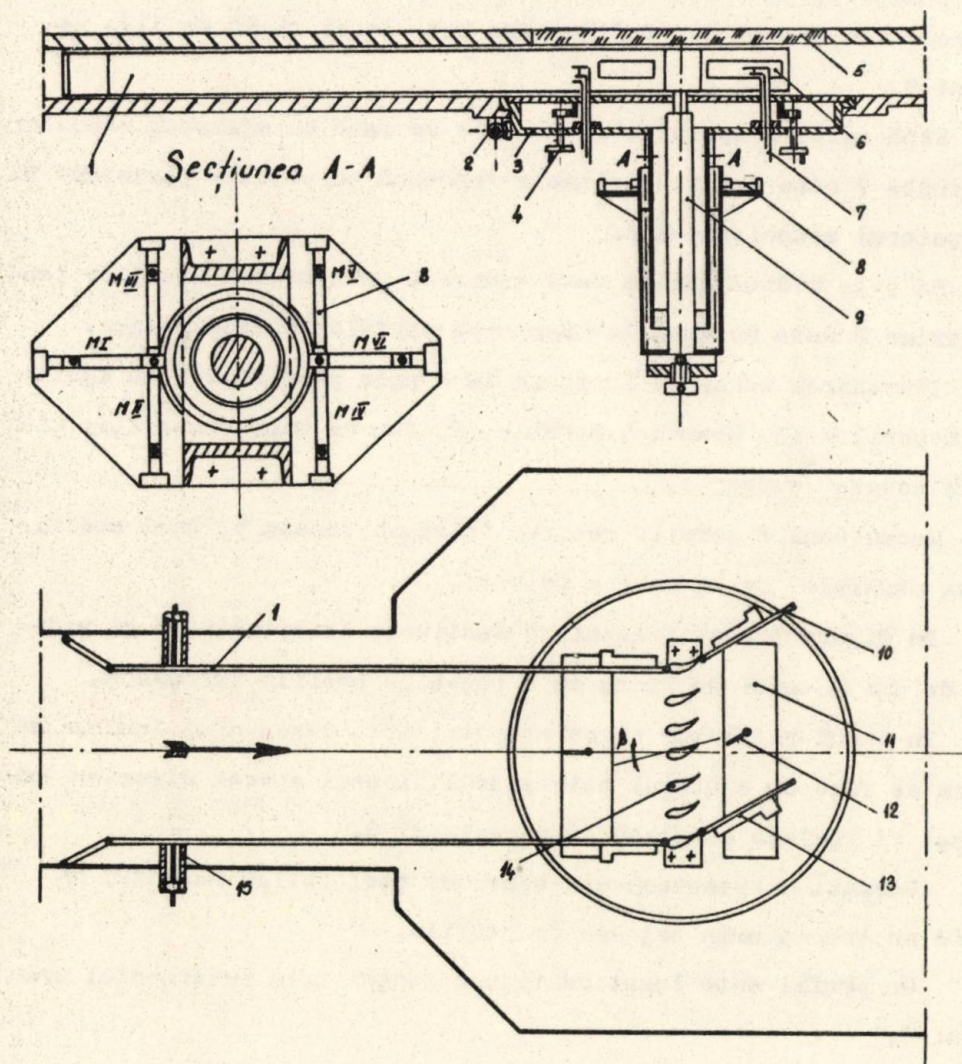


Fig.2.

Pereții 1 și 10 servesc la dirijarea curentului de fluid înainte, respectiv după rețea. Bucșele distanțiere filetate 15 permit menținerea paralelismului pereților 1.

Profilele 14 ale rețelei sînt fixate rigid direct pe caseta 3, exceptînd pe cel din mijloc care este legat rigid de tija balanței 9.

Explorarea cîmpului hidrodinamic se face cu ajutorul sondelor combinate 7 care pot fi deplasate împreună cu plăcile portsondă 11 cu ajutorul mecanismului 4.

Balanța hidrodinamică este ancorată cu ajutorul benzilor tensometrice 8 care servesc la măsurarea forțelor hidrodinamice.

Iluminarea zonei de lucru se face prin geamurile 6 cu ajutorul becurilor 13. Geamul 5 permite efectuarea unor observații vizuale asupra curgerii.

Mecanismul 2 permite rotirea întregii casete 3, deci modificarea unghiului de așezare a rețelei.

În figura 3 este prezentată secțiunea longitudinală și vederea de sus a zonei de lucru cu o rețea de profile circulare.

În cazul rețelelor circulare dirijarea curentului înainte de rețea se face cu ajutorul paletelor 1 ale unui aparat director, care pot fi reglate simultan cu mecanismul 2.

Pereții 3 executați din benzi de oțel obligă curentul de fluid să treacă prin rețeaua de profile.

Un profil este legat de tija balanței prin intermediul brațului 4.

Cu ajutorul mecanismului 6 se poate roti placa portsondă 5 împreună cu sondele combinate.

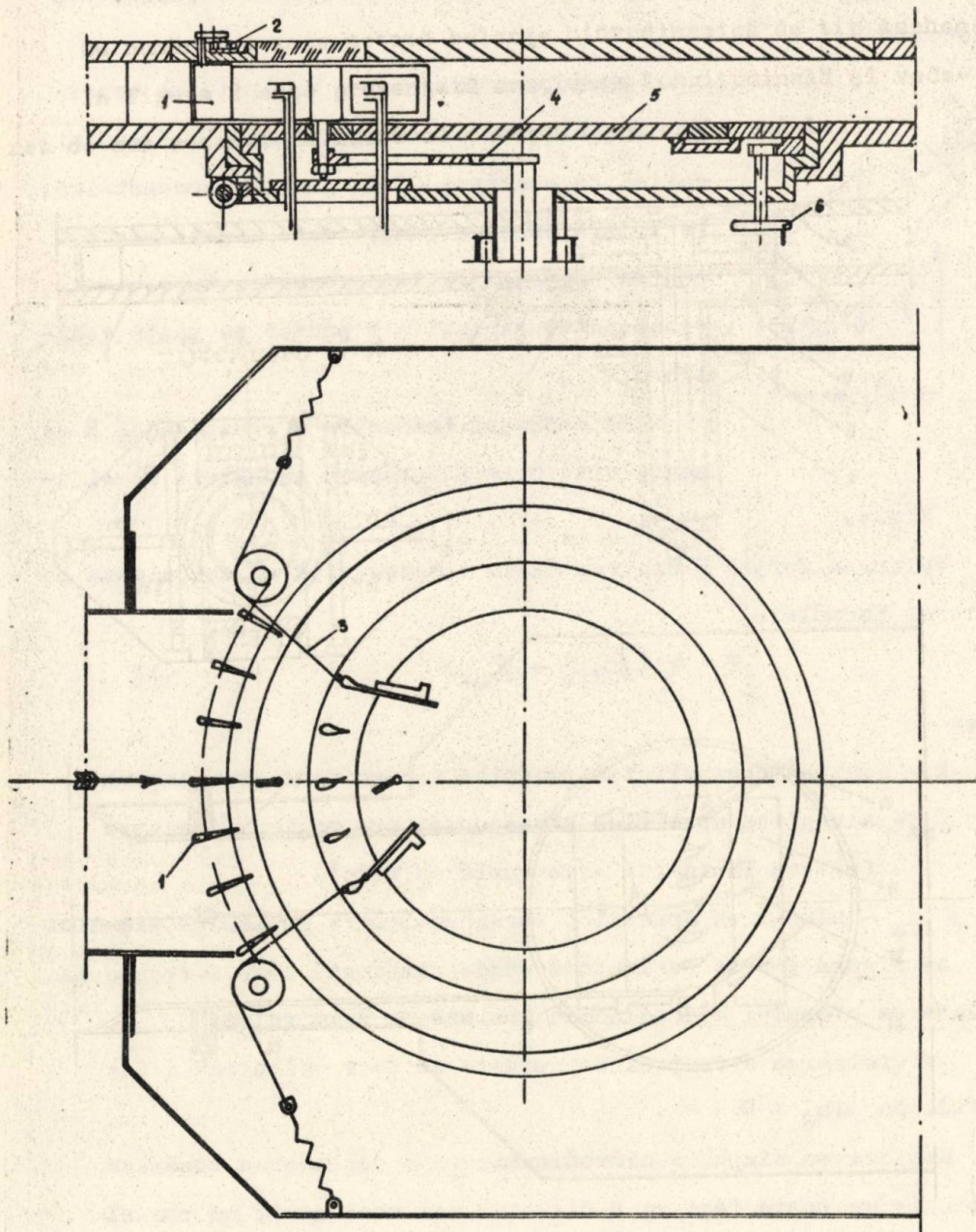


Fig.3.

În figura 4 este prezentată schema de principiu a punții tensometrice.

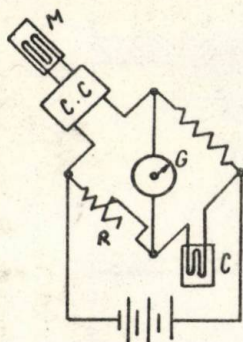


Fig.4.

Mărcile tensometrice M lipite pe benzi-
le tensometrice sînt legate prin intermediul
cutiei de comutare CC de puntea tensometrică.
Pe latura opusă a punții este legată marca C
pentru compensarea temperaturii. Cu ajutorul
rezistenței variabile R puntea se poate echi-
libra.

Pe cadranul indicator al rezistenței R se
poate citi direct valoarea alungirii specifi-
ce ϵ .

Valoarea forței F dintr-o bandă tensometrică se calculează cu
ajutorul formulei:

$$F = k (\epsilon_{\text{din}} - \epsilon_{\text{st}}) \quad (1)$$

unde:

k - constanta benzii tensometrice determinată prin tarare,
 ϵ_{st} - alungirea specifică corespunzătoare regimului static
(viteza fluidului este egală cu zero);

ϵ_{din} - alungirea specifică corespunzătoare regimului dinamic.

În figura 5 este prezentată sonda combinată care servește la
explorarea cîmpului hidrodinamic înainte și după rețea.

Determinarea direcției de curgere se face orientînd sonda
astfel, ca $\Delta h_d = 0$.

Explorarea cîmpului hidrodinamic prin deplasarea sondelor
combinat se poate face pe o distanță mai mare decît un pas al
rețelei de profile.

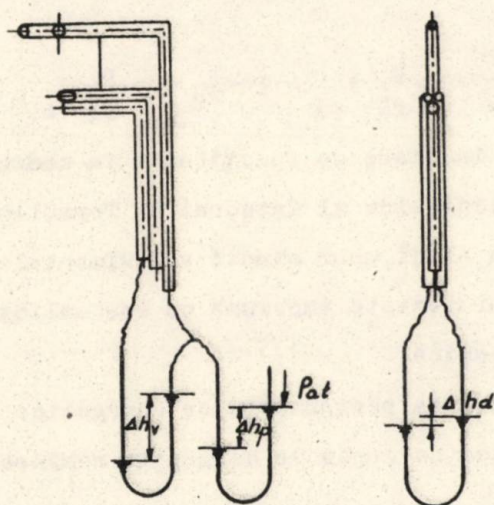


Fig.5.

Viteza v , respectiv presiunea p se calculează cu ajutorul formulelor:

$$v = \sqrt{2g \left(\frac{\gamma_{HG}}{\gamma_{fl}} - 1 \right) \Delta h_v} , \quad (2)$$

$$p = p_{at} + \gamma_{fl} \left(\frac{\gamma_{HG}}{\gamma_{fl}} - 1 \right) \Delta h_p , \quad (3)$$

unde:

- g - accelerația gravitațională ;
- γ_{HG} - greutatea specifică al lichidului piezometric ;
- γ_{fl} - greutatea specifică al fluidului de lucru ;
- p_{at} - presiunea atmosferică ;
- Δh_v - denivelarea la piezometrul diferențial de viteză ;
- Δh_p - denivelarea la piezometrul diferențial de presiune.

Sarcina pierdută prin rețea se calculează cu ajutorul formulei:

$$H_p = \left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho \cdot f l} \right)_{am} - \left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho \cdot f l} \right)_{av} \quad (4)$$

Prezentul stand, în stare de funcționare în cadrul laboratorului de dinamica lichidelor al Catedrei de Termotehnică și Mecanica Fluidelor, va sluji unor studii experimentale ale rețelilor de profile CHC proiectate împreună cu specialiștii din cadrul Uzinei Hidromecanica.

Se urmărește ridicarea performanțelor energetice ale convertizoarelor hidraulice de cuplu de concepție românească.

BIBLIOGRAFIE

- [1] . Bărglăzan, A., Sisak, E., Aved, I., Ciocirlan, C. Cercetări asupra calității cîmpului de viteze în partea activă a tunelului hidrodinamic M.H.T., Academia R.P.R., Baza Timișoara Studii și Cercetări Științe Tehnice, Tom.V, 1958, nr.3-4.
- [2] . Bărglăzan, A., Sisak, E., Anton, V. Contribuții la studiul influenței rostului asupra caracteristicilor energetice ale profilelor hidrodinamice, Academia R.P.R., Baza Timișoara, Studii și Cercetări Științe Tehnice, Tom.VI, 1959, nr.1-2.
- [3] . Stepanov, G.I. Ghidrodinamika režiotok turbomașin, Gosudarstvennoe Izdatelstvo Fiziko - Matematicheskoi Literaturi, Moskva, 1962.

TURZO G., KILYEN A.

TUNEL HIDRODINAMIC PENTRU INCERCAREA RETELELOR DE PROFILE
UTILIZATE LA CONVERTIZOARELE HIDRAULICE DE CUPLU

Rezumat

Se prezintă un tunel hidrodinamic special, proiectat și executat sub conducerea autorilor, pentru încercarea rețelelor de profile utilizate la convertizoarele hidraulice de cuplu.

De asemeni, se prezintă aparatura de măsură utilizată și formulele de calcul.

HIDRODYNAMISCHER TUNNEL FÜR DIE SCHAUFELGITTER WELCHE BEI
HYDRAULISCHEN DREHMOMENTWANDLERN VERWENDUNG FINDEN

Zusammenfassung

Es wird ein spezieller hydrodynamischer Tunnel vorgeführt welcher von den Autoren entworfen und hergestellt wurde und für Versuche an Schaufelgittern der hydraulischen Drehmomentwandler angewandt wird.

Gleichfalls werden die angewandten Messapparaturen und Berechnungsformeln vorgeführt.

Pereti 1 și 10 servesc la dirijarea curentului de fluid înainte, respectiv după rețea. Bucșele distanțiere filetate 15 permit menținerea paralelismului peretilor 1.

Profilele 14 ale rețelei sînt fixate rigid direct pe caseta 3, exceptînd pe cel din mijloc care este legat rigid de tija balanței 9.

Explorarea cîmpului hidrodinamic se face cu ajutorul sondelor combinate 7 care pot fi dispuse împreună cu plăcile portsonde 11 cu ajutorul mecanismului 4.

Balanța hidrodinamică este ancorată cu ajutorul benzilor tensometrice 8 care servesc la măsurarea forțelor hidrodinamice.

Iluminarea zonei de lucru se face prin geamurile 6 cu ajutorul becurilor 13. Geamul 5 permite efectuarea unor observații vizuale asupra curgerii.

Mecanismul 2 permite rotirea întregii cassette 3, deci modificarea unghiului de așezare a rețelei.

În figura 3 este prezentată secțiunea longitudinală și vederea de sus a zonei de lucru cu o rețea de profile circulare.

În cazul rețelelor circulare dirijarea curentului înainte de rețea se face cu ajutorul paletelor 1 ale unui aparat director, care pot fi reglate simultan cu mecanismul 2.

Pereti 3 executați din benzi de oțel obligă curentul de fluid să treacă prin rețeaua de profile.

Un profil este legat de tija balanței prin intermediul brațului 4.

Cu ajutorul mecanismului 6 se poate roti placa portsonde 5 împreună cu sondele combinate.

FRINAREA DUPA O LEGE IMPUSA A CONVEIOARELOR
ACTIONATE HIDRAULIC

Dr. ing. V. Benche, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Ing. C. Tamásy, proiectant la I.P.C.M. - filiala Brașov.

1. Introducere.

Realizarea frînării mecanismelor acționate hidrostatic se impune atunci când este necesar să se micșoreze sau să se oprească mecanismele având energie cinetică mare, după o anumită lege (o anumită cursă de frinare, oprire la o cotă, anumite valori limitative pentru accelerație, etc.).

Frinarea la cap de cursă a mișcărilor rectilinii, adică a cilindrilor, se face prin strangularea debitului de ieșire, începând cu un anumit punct al cursei, dând astfel naștere la o cădere de presiune pe droselul de frinare Δp_{fr} , variabilă (droselizarea constantă de-a lungul cursei) sau constantă (variarea strangulării).

Frinarea cu Δp_{fr} variabilă se realizează prin blocarea evacuării libere cu ajutorul cepului de pe piston și trecerea obligată a lichidului prin droselul reglabil (fig.1). Supapa de sens unic ușurează pornirea pistonului spre stînga. La reglarea mașii

nii se stabilește cu ajutorul șurubului de droselizare secțiunea constantă de trecere.

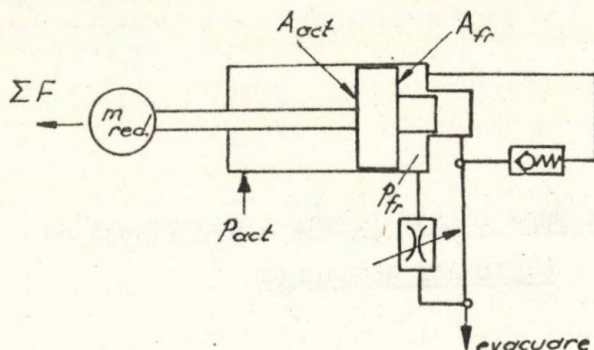


Fig. 1.

În cilindri tipizați (proiecte-tip ICTCM), sistemul de frinare este cuprins în capul cilindrului. Pe mașină se prevede și un tampon (rigid sau elastic) pe care echipajul mobil se oprește la sfârșitul cursei pistonului.

Frînarea cu Δp_{fr} constantă conduce la scurtarea timpului de frinare. Soluțiile constructive urmăresc mărirea progresivă a rezistenței de curgere la ieșirea din cilindru pe măsura înaintării pistonului. Droselizarea se poate realiza în jocul dintre cep și alezajul în care intră (fig. 2,a), variația secțiunii fiind înlocuită de creșterea lungimii de laminare. Un control mai bun asupra variației rezistenței se poate obține prin execuția unui cep conic (fig. 2,b) sau cu ajutorul unor canale cu adâncimea variabilă executate în cep (fig. 2,c).

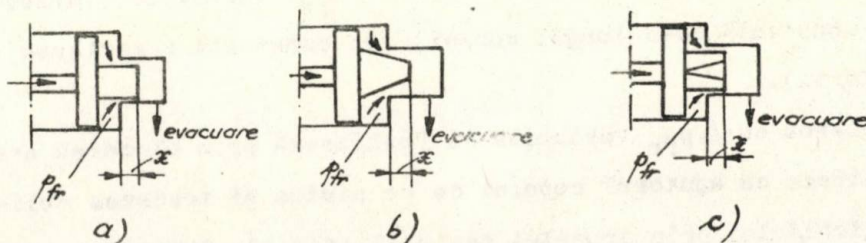


Fig. 2.

Toate aceste soluții nu sînt adecvate tipizării deoarece ele nu mai permit o reglare ulterioară și dacă se impune o anumită lege a mișcării, legea de variație a secțiunii depinde de factori specifici fiecărui caz în parte. Autorii studiază posibilitatea realizării unei legi de frinare optime, utilizînd simultan o droselizare constantă de-a lungul cursei (drosel reglabil) și una variabilă (cap de frinare profilat). În fig.3 este prezentată schema de principiu adoptată și principalele notații folosite.

Pentru menținerea constantă a presiunii Δp_{fr} (care conduce la o accelerație de frinare a_{fr} constantă, deci la o mișcare uniform încetinită), schema prevede posibilitatea prevederii unei supape de descărcare prin care cilindrul este constrins să debiteze de la un anumit moment al cursei sale (fig.4). Arcul supapei fiind reglabil, soluția este posibilă de tipizare fie prin includerea supapei în capul cilindrului, fie prin montarea separată a supapei. Proiectele tip ale ICTCM permit aplicarea acestei soluții.

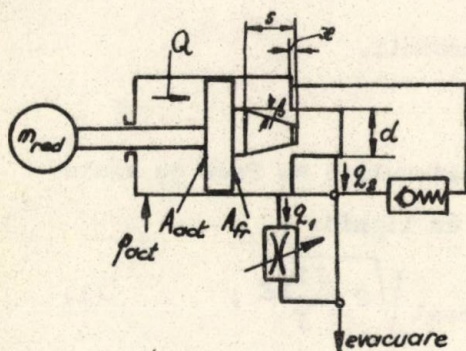


Fig.3.

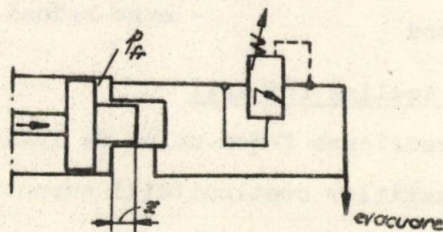


Fig.4.

2. Simboluri și notații.

$x, x_m = s, d, \beta$ - coordonata deplasării echipajului mobil în timpul frînării, cursa de frinare, diame-

trul cepului, unghiul de conicitate;

$A_{act.}, A_{fr}, A_{dr.const}, A_{dr.v.}$ - suprafața de lucru (activă) a pistonului, suprafața de frinare, ariile secțiunilor de trecere prin droselul de frinare constant, respectiv variabil;

v_p, a_{fr}, v_1, v_2 - viteza curentă a pistonului în timpul frînării (valoarea inițială $v_p = v_{p_0}$, valoarea finală $v_p = v_{p_f}$), accelerația de frinare, vitezele curentului de lichid prin droselul constant, respectiv variabil;

Q, q_1, q_2 - debitul volumetric de ulei evacuat în timpul frînării, debitele evacuate prin droselul constant, respectiv variabil;

$\xi_{dr.const.}, \xi_{dr.v.}$ - coeficienții rezistențelor hidraulice locale ale droselurilor constant și variabil;

p_{act}, ρ, ν - presiunea activă, de lucru, masa specifică și coeficientul de viscozitate cinematică ale uleiului;

m_{red} - masa redusă a sarcinii.

3. Analiza frînării

Descrierea fenomenului de frinare hidraulică se face cu ajutorul ecuațiilor continuității curentului de lichid:

$$q_1 = v_1 A_{dr.const} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{dr.const}}} A_{dr.const} \sqrt{2 \frac{\Delta p_{fr}}{\rho}}; \quad (1)$$

$$q_2 = v_2 A_{dr.v.} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{dr.v.}}} A_{dr.v.} \sqrt{2 \frac{\Delta p_{fr}}{\rho}}; \quad (2)$$

$$Q = v_p A_{fr} = q_1 + q_2 = \left(\frac{A_{dr.const.}}{\sqrt{\xi_{dr.const.}}} + \frac{A_{dr.v.}}{\sqrt{\xi_{dr.v.}}} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{fr}}; \quad (3)$$

ecuației echilibrului dinamic al mecanismului:

$$\Delta p_{fr} \approx \frac{1}{A_{fr}} (p_{act} A_{act} + m_{red} a_{fr}) , \quad (4)$$

și expresiilor analitice ale variației secțiunii de trecere $A_{dr.v}$ și coeficientului de rezistență hidraulică locală $\xi_{dr.v}$ ale droselului variabil. Astfel, de exemplu, asimilând ansamblul cep conic mobil-alezaj cilindric fix cazului din [1], p.103, tabl.4, N^o4 se obține

$$A_{dr.v} = a_0 - a_1 x - a_2 x^2 = \pi (s - x) [d - (s - x) \sin \beta \cos \beta] \sin \beta, \quad (5)$$

parametri constructivi fiind d, s și β .

Pentru exprimarea variației coeficientului $\xi_{dr.v}$ se pot utiliza, în anumite limite, curbele experimentale din [1], p.38-42, citirile făcându-se în funcție de numărul Reynolds

$$Re = \frac{4 Q}{\pi d} , \quad (6)$$

în care se ia $Q = q_2$, iar

$$\Pi = 2 \pi [d - (s - x) \sin \beta \cos \beta] . \quad (7)$$

Se mai pot face aproximări, utilizând datele din [2], asimilând dispozitivul de frinare cu o supapă de închidere cu ac, în care caz

$$\xi_{dr.v} \approx 0,5 + 0,15 \left(\frac{\pi d^2}{4 A_{dr.v}} \right)^2 , \quad (8)$$

sau considerînd cazul unei supape fără aripioare, [3], p.231, pentru care

$$\xi_{dr.v} \approx 0,55 + \frac{4 (h - 0,1 d)}{d} + 0,15 \left(\frac{d}{h} \right)^2 , \quad (9)$$

în care $h = s - x$

Relația (4) este valabilă pentru cazul în care forța de rezistență din procesul tehnologic este nulă în timpul frînării. Au

fost neglijate deasemenea forțele de frecare mecanică, de comprimare a lichidului și de rezistență a unor eventuale arcuri de centrare, ce apar de obicei la sertare, valorile lor fiind neînsemnate în raport cu forțele de acționare a pompei și de inerție a mecanismului.

Presiunea de frinare reprezintă căderea de presiune în droselul de la ieșirea din cilindru

$$\Delta p_{fr} = \frac{A_{fr}^2}{\left(\frac{A_{dr.const}}{\xi_{dr.const}} + \frac{A_{dr.v}}{\xi_{dr.v}} \right)^2} \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \quad (10)$$

4. Optimizarea frînării

Se consideră că legea de frinare optimă este legea accelerației constante (mişcare uniform încetinită) iar secțiunea optimă a dispozitivului de frinare este

$$A_x \text{ optim} = 2 \sqrt{1 - \tilde{\pi}_x} A_x, \quad (11)$$

în care $\tilde{\pi}_x = \frac{x}{s}$ este deplasarea adimensională, iar $A_x = A_{dr.v}$, se obține cu ajutorul relației (2), în care, datorită aproximării liniare a variației vitezei pistonului în timpul perioadei

$a_{fr} = \text{const.}$, se ia $\frac{q_2}{2}$, [4].

Legea $A_{xc}(x) = A_{dr.v}(x)$ realizată pe cale constructivă, se consideră cea dată de relația (5).

Prin urmare, cu mărimi adimensionale, generalizate, legea optimă de variație a secțiunii relative a dispozitivului de frinare este

$$\frac{A_x \text{ optim}}{A_x} = \left| 2 \sqrt{1 - \tilde{\pi}_x} \right|_{a_{fr} = \text{const}}, \tilde{\pi}_x \in [0, 1], \quad (12)$$

iar legea $\frac{A_{xc}}{A_x} (\pi_x)$, constructivă, pentru dispozitivul cu cep conic, este

$$\frac{A_{xc}}{A_x} = N_0 - N_1 \pi_x - N_2 \pi_x^2, \quad (13)$$

în care $N_0 = \frac{a_0}{A_x}$, $N_1 = \frac{a_1}{A_x} x_m$, $N_2 = \frac{a_2}{A_x} x_m^2$

S-a studiat abaterea patratică a legii de frinare realizată pe cale constructivă față de cea optimă

$$\mathcal{E} = \int_0^{x_m} (A_{x \text{ optim}} - A_{xc})^2 dx \quad (14)$$

Determinarea coeficienților N_0 , N_1 și N_2 , care profilează dispozitivul de frinare, s-a făcut prin metoda celor mai mici pătrate

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial N_i} = 0, \quad (i = 0, 1, 2). \quad (15)$$

5. Studiul frînării unui transportor de turnare

Autorii au studiat, pe baza relațiilor (1)-(15) elaborate în acest scop, posibilitatea realizării pe cale hidraulică a frînării combinate a unui conveyer de turnare. Au fost elaborate mai multe variante, urmărindu-se realizarea pe o cursă de 40 mm a unei mișcări uniform încetinite (de la $v_{p_0} \approx 0,2$ m/s la $v_{p_f} < 0,1$ m/s), deci după legea $a_{fr} = \text{const.}$, urmată de o frinare pe o cursă de 10 mm cu ajutorul unei droselizări constante. Au fost acceptate valori $a_{fr} = 1 - 2$ m/s², care conduc la valori $\Delta p_{fr} = 11 - 16$ MN/m², acceptabile pentru droselul de frinare HD - 60 tipizate.

Studiul distribuției debitelor s-a făcut cu relațiile

$$Q = v_{p_0} A_{fr}, \quad q_1 = v_{p_f} A_{fr}, \quad q_2 = (v_{p_0} - v_{p_f}) A_{fr}; \quad (16)$$

relația (1) a permis dimensionarea droselului fix, $\frac{A_{dr.const}}{\sqrt{\xi_{dr.const}}}$,

iar relația (2)- precizarea rezistenței hidraulice a circuitului de evacuare spre rezervor.

Relațiile (14)-(15) au condus la sistemul de ecuații ce a permis obținerea seriei parametrilor constructivi necesari care dă cea mai bună aproximare a legii de frinare prescrise. Optimizarea frînării a condus, pentru $\tilde{\eta}_{xm} = 1$, la valorile $N_0 = 1,94$, $N_1 = 0,48$, $N_2 = 1,2$, deci la legea de frinare

$$\frac{A_{cx}}{A_x} \approx 1,94 - 0,48 \tilde{\eta}_x - 1,2 \tilde{\eta}_x^2$$

În fig.5 sînt reprezentate în coordonate adimensionale, legea de frinare a accelerației constante $\frac{A_{x \text{ optim}}}{A_x}$ (curba 1), legea constructivă $\frac{A_{xc}}{A_x}$ obținută cu un cap de frinare profilat cu crescături descrescînd liniar pînă la zero (curba 2) și legea constructivă obținută prin utilizarea cepului conic (curba 3).

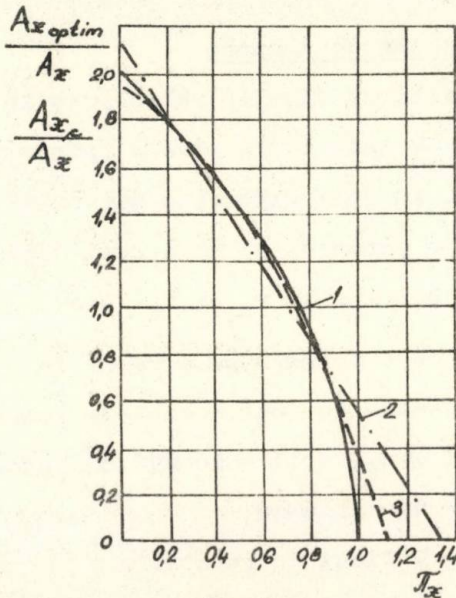


Fig.5

Din seria parametrilor constructivi optimi obținuți au fost considerate ca valori acceptabile $x_m = 40 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $\beta = 30^\circ$. În general însă, dacă la calculul dispozitivului de frinare se obțin valori inadmisibile pentru unii parametri constructivi, se poate lărgi aproximația legii de frinare prin adoptarea convenabilă a coeficientului N_2 .

Proiectarea originală și construcția în țară a dispozitivelor de frinare hidraulică vizează reducerea importului și eliminarea cumpărării licențelor, urmărind în același timp obținerea unor performanțe satisfăcătoare, comparabile și chiar competitive.

B I B L I O G R A F I A

- [1]. Levitskii, M.I. și Tuhanova, E.A. Rascet upravliaiugcih ustroistv dlia tormojeniiia gidroprivodov. Izd-vo Mašinostroenie Moskva, 1971.
- [2]. Moise, I. Pierderi de presiune locale în sistemele hidrostatice ale mașinilor-unelte. Construcția de mașini, nr.4, 1973, p.210-219.
- [3]. Oprean, A. Sistemele hidrostatice ale mașinilor-unelte și preselor, București, Editura tehnică, 1965.
- [4]. Benche, V. Optimizarea legii de frinare a servomecanismelor hidraulice. Buletinul Universității din Brașov, vol.XV, seria A, Mecanică aplicată-Construcții de mașini, 1973.

BENCHE V, TAMASY C

FRINAREA DUPA O LEGE IMPUSA A CONVEIOARELORACTIONATE HIDRAULICRezumat

Se obține legea de frinare optimă a unui dispozitiv hidraulic de acționare a unui conveior de turnare, utilizând simultan un drosel fix și un cap de frinare profilat. Se iau în considerație variațiile secțiunii de trecere și a coeficientului de rezistență hidraulică locală cu deplasarea pistonului cilindrului de lucru. Legea obținută este originală iar metoda de dimensionare preconizată de autori este mai exactă decât cele existente în literatură.

Резюме

В работе устанавливается упрощенная схема тормозного устройства и получается оптимальный закон торможения гидропривода транспортера автоматических линий.

Методика проектирования, разработанная автором, дает возможность подчитать размеры рабочих элементов тормозных устройств, которые обеспечивают закон движения исполнительного гидроустройства, близкий к закону, заданному конструктором, при использовании простых в изготовлении форм рабочих элементов.

INFLUENTA SUBSTANTELOR TENSIOACTIVE ASUPRA SCHIMBULUIDE CALDURA PRIN CONVECTIE

Dr.ing. V. Hoffmann profesor la Universitatea din Braşov

Ing. M. Mureşan şef lucrări la Universitatea din Braşov

Procesele schimbului de căldură prin convecţie sînt foarte răspîndite în tehnică, fapt care explică atenţia că li se acordă. În ultimul timp, se practică tot mai mult metoda aditivării diferitelor lichide cu scopul de a le conferi anumite proprietăţi dar, influenţa lor asupra proceselor de transmitere a căldurii nu este de loc studiată.

S-a constatat că prezenţa în apă a anumitor polimeri, în proporţii foarte mici, înseamnă o reducere a coeficientului de frecare la curgerea turbulentă. Astfel [1] studiind efectul reducerii frecării turbulente la lichidele în care s-au introdus aditivi a constatat o reducere de 40% la o concentraţie a agentului de 10 ppm. De asemeni [3] studiind conducţia termică prin soluţiile apoase ale anumitor polimeri a constatat o reducere a coeficientului de conductivitate termică de pînă la 43% pentru concentraţii de 1/10000.

Lucrarea de faţă urmăreşte să scoată în evidenţă unele concluzii experimentale asupra transmiterii căldurii prin convecţie pentru apă în prezenţa anumitor polimeri din familia agenţilor

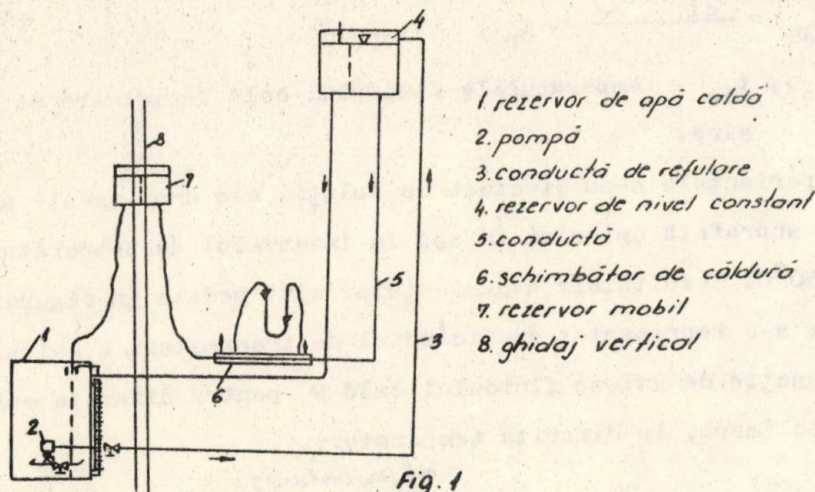
activi de suprafața anionici.

Prin noțiunea de agenți de suprafață sau agenți superficiali se înțelege o mare varietate de compuși chimici care, acumulându-se la suprafețele de separație, sînt capabili să modifice puternic, chiar în concentrații foarte mici, proprietățile superficiale ale lichidelor în care se dizolvă. Structura moleculară este asimetrică, compusă din două părți cu proprietăți fundamentale diferite: una nepolară sau slab polară (de natură hidrocarbonată) și alta puternic polară (de natură ionică sau neionică). Partea nepolară este insolubilă în apă (hidrofobă) și în lichide puternic polare, dar ușor solubilă în uleiuri și lichide nepolare (lipofilă). Partea polară este hidrofilă și deci lipofobă. Acumularea agenților de suprafață la interfețe se explică tocmai prin structura asimetrică a moleculelor lor [2]. În stratul de adsorbție moleculele nu ocupă o poziție întâmplătoare ci sînt orientate riguros.

Experiențele s-au efectuat pe instalația schematizată în figura 1. Pentru descrierea amănunțită a instalației vezi [4].

Încălzirea lichidului se realizează în rezervorul 1 cu ajutorul unor rezistențe electrice. Măsurarea debitului se face cu ajutorul compartimentului etalonat al rezervorului 1. Schimbarea vitezei fluidului cald se obține prin deplasarea vasului 7 în lungul ghidajului vertical 8. Vitezele de curgere ale fluidului cald au fost cuprinse între 0,6 m/s și 2,5 m/s. Temperatura fluidului cald se măsoară cu două termometre introduse la capetele schimbătorului, diferența dintre temperaturile fluidului cald la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură se măsoară cu un termocuplu diferențial iar temperatura peretelui se măsoară în 8 puncte cu ajutorul unor termocuple cupru - conștan-

tan fixate pe lungimea tubului l la distanțe egale.



Temperatura peretelui se calculează ca o medie ponderată pe lungimea tubului cu expresia

$$t_p = \frac{\sum_{i=1}^n l_i (t_i + t_{i+1})}{2 \sum_{i=1}^n l_i}$$

unde

l_i - distanțele dintre punctele de fixare ale termocuplelor;
 t_i, t_{i+1} - temperaturile peretelui la începutul și la sfârșitul intervalului.

Coeficientul mediu de schimb de căldură de la fluidul cald la perete se determină cu relația:

$$\alpha = \frac{\dot{m} \cdot c \cdot \Delta t_f}{\pi d \cdot l \cdot \Delta t_{pf}}$$

unde:

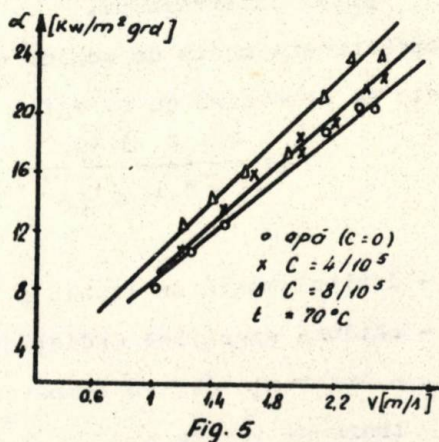
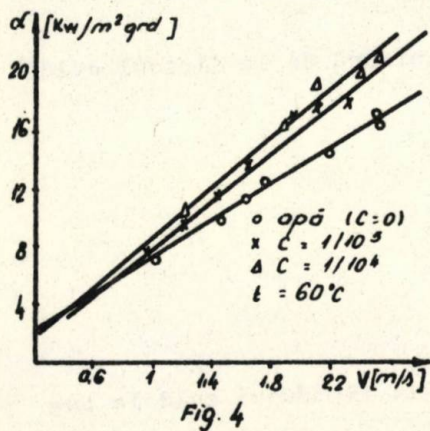
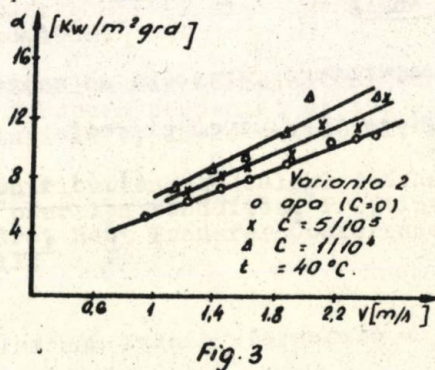
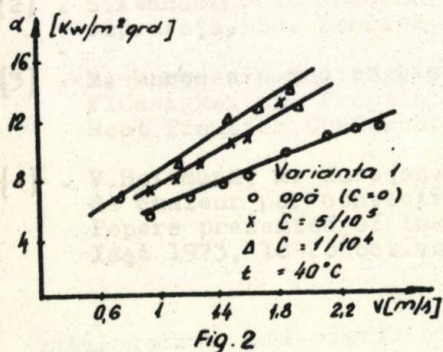
$\dot{m}$ - debitul masic de lichid ;
 c - căldura specifică medie;
 Δt_f - diferența dintre temperaturile fluidului cald la intrare și ieșire ;

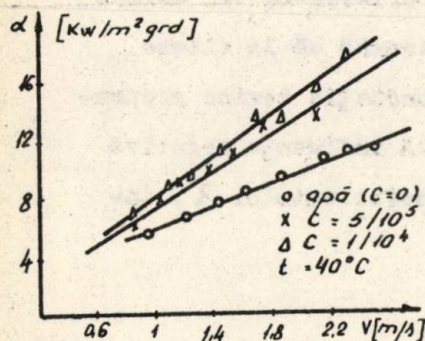
d, l - diametrul și lungimea tubului;

$$\Delta t_{p_f} = \frac{t_{ci} + t_{ce}}{2} - t_p ;$$

t_{ci}, t_{ce} - temperaturile fluidului cald la intrare și ieșire.

Experiențele s-au efectuat cu soluții ale unor agenți activi de suprafață anionici în apă în intervalul de temperaturi $40^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}$. Rezultatele experiențelor sînt redată în figurile 2-6 unde s-a reprezentat coeficientul de transmitere a căldurii α în funcție de viteza fluidului cald v pentru diferite soluții de polimeri, la diferite temperaturi.





Figurile 2-5 se referă la doi agenți activi de suprafață pe bază de alchilsulfati primari liniari, condiționați în diferite concentrații. Se poate observa că prezența acestor polimeri în apă are ca efect o creștere a coeficientului α , creștere cuprinsă între limitele de cca. 6,95% pentru concentrația $C = 1/10^5$, (fig.5) varianta 2, temperatura de 60°C și 36% pentru varianta 1 la 40°C, concentrația $C = 1/10^4$.

Menționăm că variantele se deosebesc între ele numai prin cantitatea și calitatea substanțelor de adaus în produsele industriale.

În figura 6 sînt reprezentate aceleași rezultate pentru un agent de suprafață pe bază de alchil - aril-sulfonat de sodiu la temperatura de 40°C și două concentrații. Și în acest caz se observă creșterea coeficientului α în cazul soluțiilor de polimeri față de apă, creștere care se accentuează cu mărirea concentrației și cu deplasarea vitezei spre valori superioare.

Avînd în vedere concluziile altor experiențe [3] și anume micșorarea coeficientului de transmitere a căldurii prin conducție λ în prezența aceluiași agenți activi de suprafață, precum și faptul că prezența acestor polimeri în concentrații atît de mici nu au influență asupra vîscozității cinematice [1], înseamnă că explicația creșterii coeficientului α trebuie căutată în efectul pe care îl au moleculele polimerului asupra stratului limită.

În figura 4 se observă că dacă viteza scade destul de mult

efectul polimerilor este invers, adică coeficientul α devine mai mic decât cel pentru apă. Aceasta înseamnă că la viteze pentru care transmiterea căldurii prin conducție devine preponderentă față de convecție, se face simțită influența negativă a agenților activi de suprafață asupra coeficientului λ , influență pusă în evidență în [3] .

BIBLIOGRAFIE

- [1] . Dr.G.E. Gadd - Reduction of turbulent friction in liquids by dissolved additives. Nature, nov.26, 1966, vol. 212.
- [2] . S.Atanasiu, E. Julescu - Detergenți și alți agenți de suprafață. Ed. Tehnică, Buc.1968.
- [3] . M. Mureșan - Beiträge zum Studium der Wärmeleitung durch Flüssigkeiten. Preprints of Papers presented at the First Heat Transfer Conference Iași 1973, 18-20 oct.vol.I.
- [4] . V.Hoffmann, M. Mureșan - Contributions au calcul d'échange de chaleur par convection pour les conduites. Preprints of Papers presented at the First Heat Transfer Conference Iași 1973, 18-20 oct.vol.II.

HOFFMANN V., MURESAN M.

INFLUENTA SUBSTANTELOR TENSIOACTIVE ASUPRA SCHIMBULUI

DE CALDURA PRIN CONVECTIE

Rezumat

Se tratează influența pe care o exercită asupra schimbului de căldură prin convecție prezența în apă a substanțelor tensioactive. Sînt prezentate rezultatele experimentale obținute la măsurarea schimbului de căldură prin conducte, influența concentrației substanței tensioactive și a temperaturii fluidului.

DER EINFLUSS DER TENSOAKTIVEN STOFFEN, AUF DEN

WÄRMEÜBERTRAGUNGSPROZESS

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der Einfluss der tensoaktiven Stoffen in Wasser, auf den Wärmeübertragungsprozess, behandelt. Es werden Messwerte für den Wärmeustausch in Rohren, abhängig von der konzentration des tensoaktiven Stoffes und der Temperatur der Flüssigkeit dargestellt.

of the

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

METODA DE CALCUL ASUPRA SCHIMBULUI TERMIC SI MASIC IN
PROCESELE DE USCARE CU GAZE DE ARDERE

Dr.ing.V. Sova conferențiar la Universitatea din Brașov

1. Introducere

Prezența din ce în ce mai insistentă în diferite sectoare din industrie și agricultură, a instalațiilor de uscare directă cu gaze de ardere, a determinat angajarea unor noi studii, în direcția perfecționării funcționalității acestora. În acest cadru, lucrarea prezintă o nouă metodă cu privire la determinarea prin calcul a succesiunilor de stări ale amestecului de gaze, în procesul uscării convective cu gaze de ardere în perioada vitezei constante. Pe această bază se pot determina participantele în amestec, și astfel facilita stabilirea rațională a elementelor constructive și funcționale ale acestor uscătoare.

2. Determinarea stărilor termodinamice ale amestecului de gaze de ardere.

Starea termodinamică a gazelor arse, ca agent de uscare se obține prin amestecarea gazelor obținute în focare, cu aer proaspăt și cu gaze utilizate. În figura 1 se poate urmări schema de funcționare a unei asemenea instalații de uscare cu recircularea parțială a gazelor utilizate.

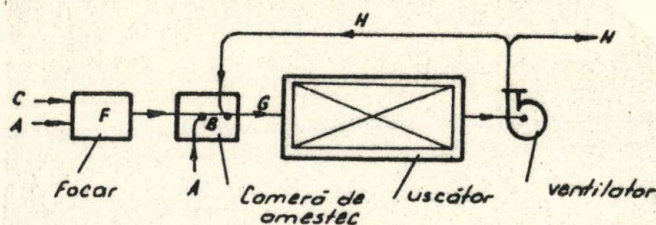


Fig.1.

Starea gazelor la ieșirea din focarul F este univoc definită de temperatură și entalpie sau de conținutul de umiditate al gazelor arse, mărimi ce se pot determina cu relații cunoscute [1].

$$t_F = \frac{\eta_f \cdot H_i + c_c \cdot t_c + \lambda L_{\min} \cdot c_a \cdot t_a}{V_g \cdot c_g} \quad (1)$$

$$I_F = \frac{\eta_f \cdot H_i + c_c \cdot t_c + \lambda L_{\min} \cdot c_a \cdot t_a}{m_{\text{gus}}} \quad (2)$$

$$d_F = 1000 \frac{m_{\text{va}}}{m_{\text{gus}}} \quad (3)$$

în care: η_f este randamentul focarului ;

H_i - puterea calorică a combustibilului;

$c_c \cdot t_c$ - căldura adusă de combustibil;

$\lambda \cdot L_{\min} \cdot c_a \cdot t_a$ - căldura adusă de aer pentru 1 kg de combustibil;

λ - coeficientul de exces de aer;

$V_g \cdot c_g$ - capacitatea termică a gazelor de ardere raportată la 1 kg de combustibil;

m_{gus} , m_{va} - masa gazelor uscate, respectiv masa vaporilor de apă în amestecul de gaze, pentru 1 kg de combustibil.

Starea amestecului dintre gazele de stare F , cu aerul de stare A , a căror puncte figurative au fost reprezentate în di-

agrama I-d (v.fig.2), se vor găsi pe dreapta $\overline{AF}$, de pildă în punctul B, deoarece cele trei puncte A, B și F verifică ecuația dreptei.

$$\frac{I_B - I_A}{d_B - d_A} = \frac{I_F - I_B}{d_F - d_B} \quad (4)$$

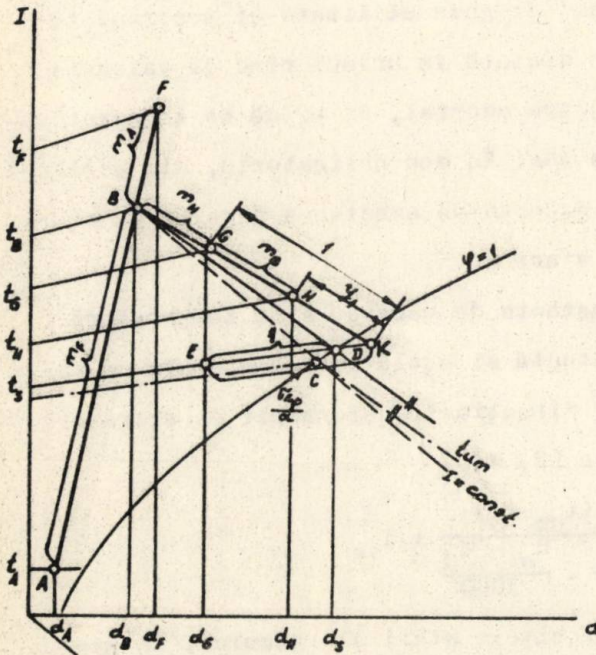


Fig.2.

Localizarea punctului de stare B, pe dreapta de amestec $\overline{AF}$ se obține intersectând această dreaptă cu linia de entalpie constantă I_B , sau cu linia de conținut constant de umiditate d_B determinate din relațiile [1]:

$$I_B = \frac{m_A \cdot I_A + m_F \cdot I_F}{m_A + m_F} = \frac{I_A + n \cdot I_F}{1 + n} \quad (5)$$

respectiv

$$d_B = \frac{m_A \cdot d_A + m_F \cdot d_F}{m_A + m_F} = \frac{d_A + n \cdot d_F}{1 + n} \quad (6)$$

Din ecuația 6 se mai obține

$$n = \frac{m_F}{m_A} = \frac{I_F - I_A}{I_A - I_B} = \frac{d_B - d_A}{d_A - d_B} = \frac{\overline{AB}}{\overline{BF}} \quad (7)$$

adică poziția punctului de amestec B, împarte segmentul de dreap-

tă $\overline{AF}$ astfel încît distanța de la punctul B la punctele F și A se află în raport invers cu masele sau cu participațiile masice ale gazelor din acele puncte, înainte de amestecare. Această interpretare grafică a procesului de amestecare ușurează sarcina determinării cantităților de gaze participante în procesul de amestec. Stabilirea proporției de gaze utilizate și recirculate în procesul de amestec, este dictată în primul rînd de valoarea temperaturii regimului de uscare adoptat, de pildă de temperatura t_G . Punctul de stare G se va găsi în mod obligatoriu, din aceleași considerente ca mai sus, pe dreapta de amestec a gazelor de stare B și a gazelor utilizate de stare H.

În perioada vitezei constante de uscare, cînd temperatura materialului se menține constantă și egală cu temperatura de saturație adiabată ($t_s = t_{um}$), direcția transformării de stare a gazelor este dată de expresia [2, 4] .

$$\frac{\partial I}{\partial d} = \frac{c_p \cdot (t_{um} - t_G)}{\frac{\sigma c_p}{\alpha} \cdot \frac{d_s - d_G}{1000}} + i_{vs} \quad (8)$$

Relația (8) arată că diferitele stări ale gazului, în perioada vitezei constante de uscare, se înscriu pe o dreaptă ce trece prin punctul G. Deoarece din condițiile de amestec punctul G trebuie să fie coliniar cu B urmează că dreapta de amestec coincide cu direcția dreptei de transformare.

Pentru construcția grafică a direcției de transformare se impune determinarea temperaturii de saturație t_s , corespunzător stării amestecului G. În acest scop, prin B se duce linia $I_B = \text{const.}$, care intersectează curba $\varphi = 1$ în C (v.fig.2). Prin C se duce izoterma de ceață $t_{um} = \text{const.}$ cu panta $\frac{\partial I}{\partial d} = \frac{t_{um}}{1000}$ față de linia $I = \text{const.}$

Paralela la izoterma de ceață dusă prin punctul B intersectează curba $\varphi = 1$ în punctul D, prin care trece izoterma căutată, t_g . În ipoteza factorului lui Lewis $\frac{\sigma \cdot c_p}{\alpha} = 1$, dreapta $\overline{BD}$ coincide cu direcția dreptei transformării de stare a gazului, respectiv cu dreapta de amestec. Când $\frac{\sigma \cdot c_p}{\alpha} \neq 1$, direcția transformării de stare se modifică după dreapta $\overline{BK}$, a cărei construcție poate fi urmărită pe figura 2. Intersectînd acum izoterma t_G dată, cu direcția dreptei de transformare se obține punctul G, ce caracterizează starea gazului la intrarea în uscător.

Starea gazului la ieșirea din uscător definită pe diagramă prin punctul H, se va găsi pe direcția dreptei de transformare la distanța Y_1 , obținută din relația [2].

$$Y_1 = \frac{1}{\frac{A_s}{A_u}} \quad (9)$$

unde : A_s este suprafața efectivă de evaporare a materialului, în m^2 ;

$$A_u = \frac{\dot{m}_G \cdot c_p}{e} - \text{suprafața unitate.}$$

3. Determinarea cantităților de gaze participante în amestec.

Cantitatea de gaze $\dot{m}_G$ care circulă în unitatea de timp prin uscător, va fi

$$\dot{m}_G = \frac{1000}{d_H - d_G} \cdot \dot{m}_{\text{evap.}} \quad (10)$$

în care: $\dot{m}_{\text{evap}}$ este masa umidității evaporate în unitatea de timp.

Corelarea relațiilor (9) și (10) în care intervine mărimea $\dot{m}_G$ se face prin estimări succesive.

Cantitatea de gaze utilizate și recirculate în unitatea de timp prin uscător va fi determinată de relația:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_G \cdot \frac{d_G - d_B}{d_H - d_B} = \dot{m}_G \cdot \frac{\overline{BG}}{\overline{BH}} \quad (11)$$

obținută din interpretarea grafică a procesului de amestec.

Cantitatea de gaze de stare B va fi analog:

$$\dot{m}_B = \dot{m}_G \cdot \frac{d_H - d_G}{d_H - d_B} = \dot{m}_G \cdot \frac{\overline{GH}}{\overline{BH}} \quad (12)$$

Cantitatea de gaze produse în focar în unitatea de timp $\dot{m}_F$ rezultă din expresia:

$$\dot{m}_F = \dot{m}_B \cdot \frac{d_B - d_A}{d_F - d_A} = \dot{m}_B \cdot \frac{\overline{AB}}{\overline{AF}} \quad (13)$$

Cantitatea de aer $\dot{m}_A$ introdusă în unitatea de timp în camera de amestec va fi dată de relația:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B \cdot \frac{d_F - d_B}{d_F - d_A} = \dot{m}_B \cdot \frac{\overline{BF}}{\overline{AF}} \quad (14)$$

Cantitatea de combustibil introdusă în focar în unitatea de timp se poate determina cu relația:

$$C = \frac{\dot{m}_F}{m_g \text{ us}} \quad (15)$$

Aceste mărimi pot servi la determinarea principalelor elemente constructive și funcționale ale instalațiilor de uscare directă cu gaze arse.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Manualul inginerului termotehnician, vol. III. Editura tehnică, București, 1962.
- [2]. Șova, V., Șova, M. Contribuții la studiul procesului de evaporare a umidității în condițiile uscării convective. Buletinul Stiințific al Universității Brașov anul 1973.
- [3]. Lurie, M.I. Uscarea vol. I (traducere din limba rusă). Comitetul de Stat pentru tehnică IDT.
- [4]. Bosnyković, Fr. Technische Thermodynamik, II Teil 4 Auflage. Verlag Th. Steinkopff, Dresden und Leipzig, 1965.

SOVA V.

METODA DE CALCUL ASUPRA SCHIMBULUI TERMIC SI MASIC IN
PROCESELE DE USCARA CU GAZE DE ARDERE

Rezumat

Se prezintă o metodă de determinare a succesiunilor de stări ale gazului în procesul uscării directe cu gaze de ardere. În funcție de stările caracteristice ale procesului, se determină cantitățile de gaze participante în amestec.

BERECHNUNGSMETHODE DES THERMISCHEN UND MASSISCHEN WECHSELS
IN DEN PROZESSEN DER TROCKNUNG MIT VERBRENNUNGSGASEN

Zusammenfassung

Eine Bestimmungsmethode der zustandsfolgen des Gases in Prozess der direkten Trocknung mit Verbrennungsgasen wird dargestellt. Abhängig von den charakteristischen Prozesszuständen werden die Quantitäten der Gase bestimmt, die am Gemisch teilnehmen.

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE DIVISION OF THE PHYSICAL SCIENCES

PHYSICS

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
THE DIVISION OF THE PHYSICAL SCIENCES
PHYSICS
THE UNIVERSITY OF CHICAGO
THE DIVISION OF THE PHYSICAL SCIENCES
PHYSICS

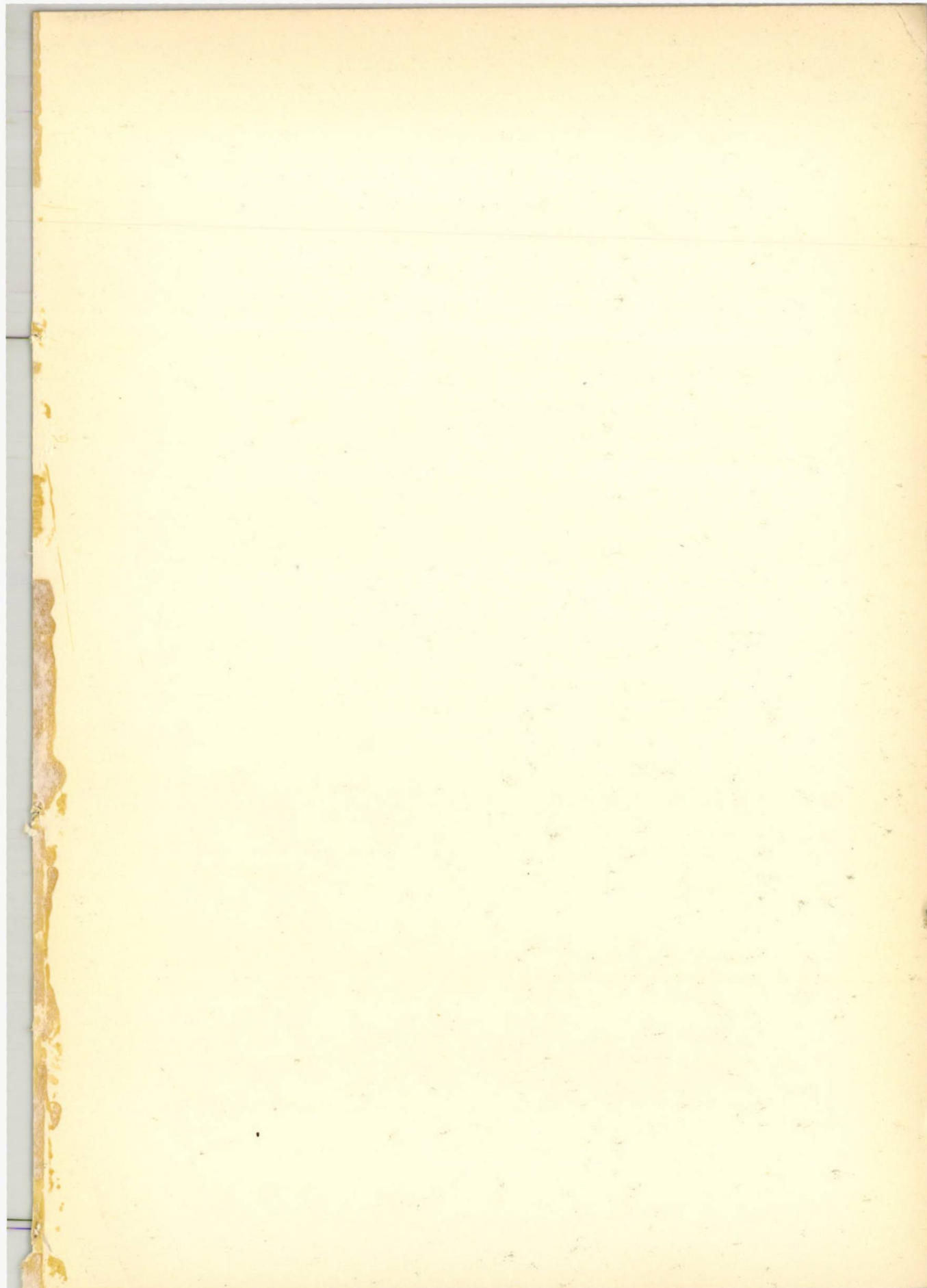
THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE DIVISION OF THE PHYSICAL SCIENCES

PHYSICS

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
THE DIVISION OF THE PHYSICAL SCIENCES
PHYSICS
THE UNIVERSITY OF CHICAGO
THE DIVISION OF THE PHYSICAL SCIENCES
PHYSICS





1975 NOV 2 1